Nr. 3. Warszawa, 6 Marca 1928 r. Rok VI.

TECHNIKA CIEPLNA

Czasopismo Stowarzyszenia Dozoru Kotłów w Warszawie.
Oficjalny Organ Polskiego Komitetu Normalizacyjnego dla Spraw Kotłowych.

Redaktor: Inż. techn. **JAN KOMARNICKI.**
Wydawca: **Stowarzyszenie Dozoru Kotłów w Warszawie.**
REDAKCJA i ADMINISTRACJA: Warszawa, Chmielna 2, m. 6. Tel. 275-45.

Prof. DR. INŻ. W. BOROWICZ, Lwów.

O RÓŻNYCH SPOSOBACH OKREŚLENIA SPRAWNOŚCI DYSZ.

Artykuł omawia sprawność rozprężania się pary w różnych przyrządach, t. j. sprawność przemiany energji ciśnienia pary na energję kinetyczną. Pozatem opisane zostały przyrządy, zapomocą których możemy mierzyć spółczynniki prędkości pary w dyszach i określić charakterystykę dyszy, t. j. określić jej sprawność w różnych warunkach pracy. Metody pomiarów poddano szczegółowej krytyce, przytaczając rezultaty doświadczeń różnych uczonych oraz instytucyj i porównując je pomiędzy sobą. W końcu podano sposób obliczenia spółczynnika φ w różnych przekrojach dyszy.

W Polsce przeżywamy obecnie okres wzmożonej elektryfikacji kraju, która przy przewidywanej poprawie gospodarczej zapewne jeszcze więcej się rozwinie. Z silników wchodzących tu w rachubę, pierwszą rolę odgrywają turbiny parowe. Po wojnie światowej nastąpił w dziedzinie budowy tych maszyn znaczny przewrót, mianowicie zaczęto zwracać szczególną uwagę na jak najdalej idącą sprawność turbin parowych. Z tą kwestją jest ściśle związana sprawność przyrządów służących do rozprężania pary, o której zamierzam zabrać głos w niniejszym artykule.

Przepływ pary przez przyrządy do rozprężania pary jest połączony ze stratami, spowodowanemi przez różne przyczyny. Straty te uwidaczniają się w tem, że rzeczywista prędkość wypływu jest mniejsza od teoretycznej, obliczanej bez uwzględnienia strat. Oznaczając prędkość teoretyczną przez c_0, natomiast prędkość rzeczywistą przez c_1 wprowadzamy *spółczynnik prędkości* φ:

$$\varphi = \frac{c_1}{c_0}$$

Straty energji, wywołane przez zmniejszenie się prędkości przy przepływie pary przez wspomniane przyrządy obliczamy ze wzoru:

$$A\,L_d = A\frac{c_0^2}{2g} - A\frac{c_1^2}{2g} = \frac{A}{2g}c_0^2\,(1-\varphi^2) = \frac{A}{2g}\xi c_0^2$$

przyczem

$$\xi = 1 - \varphi^2$$

Określenie spółczynnika prędkości φ z doświadczeń napotyka na duże trudności z tego powodu, że wchodzi tu w grę duża ilość zmiennych wielkości np. stan pary, jej prędkość, stosunek przekrojów przyrządów do rozprężania pary, i wykonanie ich ścianek. Wpływ na spółczynnik prędkości wywiera również położenie przekroju wylotowego (prosto-

padłe albo skośne do osi przyrządu). Należy również zwrócić uwagę na oddziaływanie łopatek wirnikowych wzgl. przyrządów do mierzenia c_1 na wypływ pary z przyrządów do rozprężania pary. Z tego wynika że, jeżeli postawimy sobie za cel określenie oddzielnie wszystkich tych spółczynników, ilość doświadczeń wzrośnie do bardzo pokaźnej sumy.

Przyrządy do rozprężania pary dzielimy na dwie grupy:

a) przyrządy, w których przekroje zmniejszają się stale aż do wylotu lub w pewnym odstępie od wylotu są stałe. Takie przyrządy nazywamy *otworami,*

b) przyrządy, w których przekroje początkowo zmniejszają się aż do najwęższego i następnie znowu się zwiększają. Takie przyrządy nazywać będziemy *dyszami.* Przyrządy te w zastosowaniu do turbin parowych otrzymują przekroje wylotowe skośne do ich osi, więc otwory z dodanym t. zw. trójkątem wylotowym i tworzą *kierownice*, używane w turbinach akcyjnych (np. system Zoelly). Dysze z skośnemi przekrojami wylotowemi, wprowadzone przed 40 laty przez de Laval'a, będę nazywał *dyszami de Laval'a*, dla odróżnienia od dysz z wylotem prostopadłym do osi, nazywanych ogólnie dyszami.

Najwęższy przekrój dyszy bywa czasami okrągły dla zredukowania do minimum strat, spowodowanych przez tarcie pary o ścianki dyszy. Koło mianowicie przy najmniejszym obwodzie opisuje największą powierzchnię. Przy wylocie natomiast dysza posiada zwykle przekrój prostokątny, przez wzgląd na lepsze prowadzenie pary w łopatkach wirnikowych.

Do określenia spólczynnika prędkości φ służą różne metody, które można podzielić na cztery rodzaje.

φ określa się przez:

1) pomiary statycznego ciśnienia w strumieniu pary,

2) pomiary dynamicznego ciśnienia w strumieniu pary,

3) pomiary akcyjnego oddziaływania strumienia pary,

4) pomiary reakcyjnego oddziaływania strumienia pary przy wypływie.

1) *Metoda pomiarów statycznego ciśnienia w strumieniu pary* jest jedną z najważniejszych i była używaną przez *Fr. Hodgkinson'a*, *Stodola*, *Büchner'a*, *Loschge* i innych. Przyrząd używany w tym celu składa się z cienkiej rurki z zamkniętym końcem i otworem w ściance bocznej 1 do 1,5 *mm.* Drugi koniec rurki jest połączony z manometrem. Rurkę taką, wstawioną w dyszę można przesuwać zapomocą gwintu i mierzyć ciśnienie w każdym przekroju dyszy. Oprócz tego otwory boczne w ściankach samej dyszy dają możność określenia ciśnienia pary w tych miejscach przekroju. Otwory muszą mieć zaokrąglone krawędzie aby wskazania manometru były prawidłowe. Tym więc przyrządem mierzymy ciśnienie p_x w danym przekroju dyszy. U wlotu dyszy mamy stan pary p_1, t_1 wzgl. x_1; ilość przepływającej pary określamy przez mierzenie na G *kg/sek*; możemy obliczyć prędkość pary u wlotu do dyszy:

$$c' = \frac{G \cdot v'}{F_1} \, {}^{m}/_{sek}$$

Zakładamy, że w przekroju F_x para jest wilgotna ze stanem wilgotności x. Cieplik całkowity

$$i_x = i' + x \cdot r$$

przyczem i' cieplik cieczy pod ciśnieniem p_x i r cieplik całkowity parowania możemy określić z tablic dla pary wodnej. x na razie nieznane.

Równanie energji:

$$\frac{A}{2g} c_x^2 = \frac{A}{2g} c'^2 + i_1 - i_x \qquad (1)$$

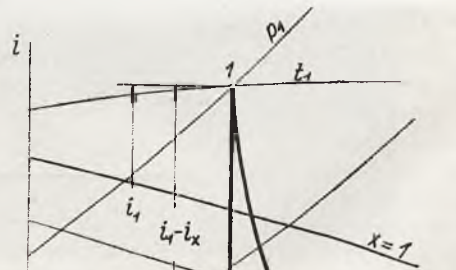
Prawo ciągłości strumienia pary:

$$G = \frac{F_x \cdot c_x}{v_x} = \sim \frac{F_x \cdot c_x}{x_1 \cdot v'} \qquad (2)$$

v' bierzemy z tablic dla pary wodnej o ciśnieniu p_x i $x = 1$. Wprowadzamy (2) do (1) i otrzymujemy:

$$\frac{A}{2g} c^2_x + \frac{F_x \cdot r}{G \cdot v'} c_x - (i_1 - i') - \frac{A}{2g} c'^2 = 0 \quad (3)$$

Z tego równania drugiego stopnia obliczamy c_x, oraz z równania (1) i_x i x. Mając więc miejsce 2, w wykresie i — S (rys. 1) możemy



Rys 1.

określić stratę energji cieplnej w dyszy do przekroju F_x, jako:

$$Z = i_x - i'_x$$

gdzie i'_x jest całkowity cieplik, przy adiabatycznem rozprężaniu się pary t. j. w miejscu 2'.

Spółczynnik prędkości obliczamy wtedy jako:

$$\varphi = \frac{c_x}{c'_x}$$

gdzie

$$c'_x = 91{,}53 \sqrt{i_1 - i'_x}$$

prędkość teoretyczna pary adiabatycznem rozprężaniu się pary.

W powyższej metodzie założono, że w całym przekroju F_x panuje ta sama prężność pary, ta sama temperatura, oraz prędkość przepływu. Tylko prężność jest w przybliżeniu jednakowa, natomiast prędkość jest prawie jednakowa tylko w środkowej części przekroju, przy ściankach prędkość szybko opada[1]).

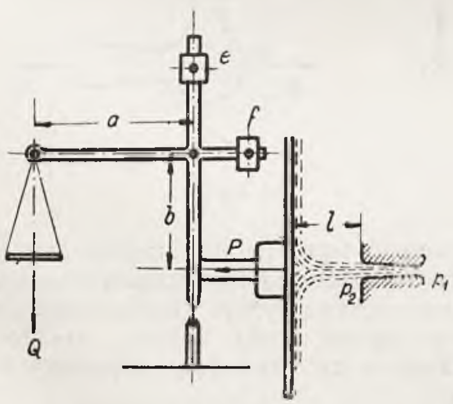
Dotąd jeszcze nie została wynaleziona metoda dokładnego mierzenia temperatury w dyszy, ponieważ wszelkie przyrządy pomiarowe wprowadzone do dyszy wywołują zmianę temperatury przez silne tarcie pary o sam przyrząd.

2. *Metoda pomiarów dynamicznego ciśnienia w strumieniu pary.*

Powyższa metoda wzoruje się na pomiarze prężności pary przy pomocy sondy wzgl. zgiętej rurki wprowadzonej w dyszę, zwanej *rurką Pitot'a.* Przy pomocy tego przyrządu mierzymy dynamiczne ciśnienie pary. Prędkość przepływu pary c_1 oblicza się ze wzoru:

$$p_{dyn} = p_{stat} + \frac{\gamma \cdot c_1^2}{2g}$$

przyczem należy jeszcze zmierzyć statyczne ciśnienie oraz określić γ, które jest zależne od temperatury. Jak już wspomniano, określenie temperatury w różnych miejscach dyszy, oparte jest dotąd na bardzo niepewnych pomiarach, wobec tego określenie γ wnosi niepewność w powyższą metodę. O ile mamy do czynienia z prędkościami mniejszemi od prędkości dźwięku, metoda dynamicznych pomiarów daje zadawalniające rezultaty, natomiast przy wyższych prędkościach napotykamy na bardzo znaczne trudności.



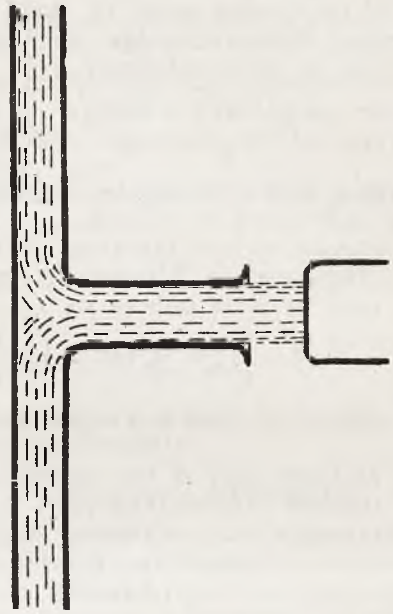
Rys. 2.

[1]) *Stodola*, Dampfturbinen, VI wyd. str. 60.

Spółczynnik prędkości φ obliczamy znowu według wzoru:

$$\varphi = \frac{c_1}{c_0}$$

przyczem c_1 obliczamy ze wzoru (4) a c_0 jako prędkość teoretyczną przy adiabatycznem rozprężeniu pary określamy zapomocą wykresu $i - S$.



Rys. 3.

3) *Metoda pomiarów akcyjnego oddziaływania strumienia pary na płytę,* oparta jest na pomyśle *Delaporte;* następnie została użyta przez *Lewickiego*, *Brillinga* oraz w ostatnim czasie przez angielski *Steam Nozzle Committee.*

Do pomiarów według tej metody służy przybór podany schematycznie na rys. 2. Para po wylocie z dyszy uderza o płytę i zmienia swój kierunek o 90°, rozpryskując się w formie dużego wachlarza o średnicy około 2,5 m. Ciężarki e i f służą do wyważenia ciężaru ramion a i b oraz zawieszonych na nich przedmiotów. Ciśnienie pary na płytkę mierzymy zapomocą ciężarków Q, przyczem:

$$P = Q \cdot \frac{a}{b}$$

P jest ciśnienie pary, obliczone z powyższego wzoru w kg,

G ilość (kg) pary w sek,

M masa pary G/g

c_1 prędkość pary.

Ciśnienie pary na płytkę (prostopadle do niej) wyraża się wielkością pędu:

$$M \cdot c_1 = \frac{G}{g} c_1 = P \tag{5}$$

skąd

$$c_1 = Q \cdot \frac{1}{G} \cdot \frac{a \cdot g}{b} \tag{6}$$

Spółczynnik prędkości obliczamy jak zwykle $\varphi = \frac{c_1}{c_0}$

Pomiary, wykonane tym przyborem są niedokładne, ponieważ para wypływająca z dyszy porywa otaczające powietrze. Powietrze wprowadzone w wir, również nieco oddziaływuje na płytę

Jeżeli oznaczymy przez G' ilość porwanego powietrza, doprowadzonego do prędkości c', wtedy nacisk na płytę obliczymy na:

$$P = \frac{G}{g} c_1 + \frac{G'}{g} c' \qquad (7)$$

Pozatem c_1 można obliczać według (5) tylko wtedy, gdy para po wylocie z dyszy dalej się nie rozpręża, t. j. w przekroju dyszy mamy prężność otoczenia; w przeciwnym przypadku ciśnienie pary na płytę oblicza się ze wzoru:

$$P = \frac{G}{g} c_1 + f_2 (p'_2 - p_2) \qquad (8)$$

gdzie c_1 prędkość wypływu pary w przekroju wylotowym f_2

p'_2 prężność pary w tym przekroju

oraz p_2 prężność otaczającego powietrza.

Odpływająca para wytwarza na końcach płyty pewne zmniejszenie się ciśnienia, co powoduje zasysanie powietrza z odwrotnej strony płyty i wnosi dalsze niepewności w rezultaty pomiarów. Już *Lewicki* zauważył, że, jeżeli płyta jest cienka, to doświadczenia nie udawały się (otrzymywał „widersinnige Ergebnisse"), Płyta *Lewickiego* miała przy średnicy 1o8 *mm*, 50 *mm* grubości. *Brilling* objaśnia to zjawisko tem, że „przy cienkiej płycie para porywa z sobą powietrze z odwrotnej strony płyty, wytwarzając tam pewną próżnię, co prowadzi do zbyt dużych *P*.

Aby uniknąć szkodliwego działania wirów powietrznych należy zbudować płytę o skomplikowanej formie, któraby wywoływała symetryczne wiry po obu jej stronach[1]), albo prowadzić parę według *Delaporte*[2]) rys. 3.

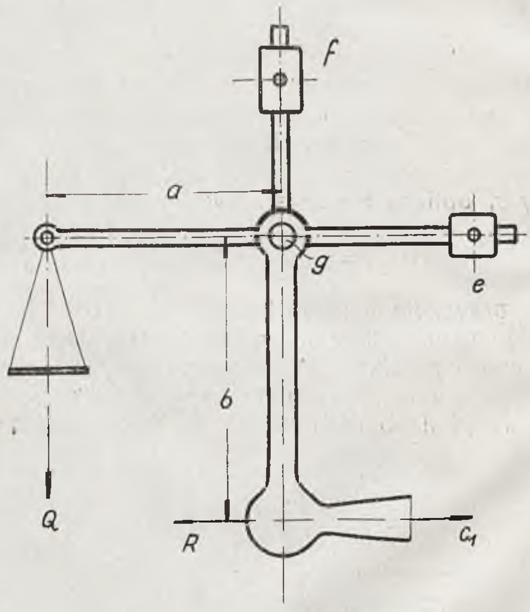
Steam Nozzle Committee pokrywa płytę warstwą cienkich drucianych siatek i otacza je blaszaną osłona, celem usunięcia wpływu otaczającego powietrza, szkodliwie działającego na pomiary.

Siła *P*, z jaką para uderza na płytę, jest zależna od odstępu dyszy *l* od płyty (rys. 2). *Lewicki* zauważył pewne *Pmax* przy stopniowem zwiększaniu *l*; przy dalszem odsunięciu płyty od dyszy *P* maleje, widocznie z powodu szkodliwego wpływu otaczającego powietrza na strumień pary, po pierwsze przez hamujące działanie, powtóre przez powstawanie silniejszych wirów. Zmniejszając odstęp *l*, *Brilling* zauważył znaczne zmniejszenie się *P*, a tem samem φ, nie daje jednak dostatecznego objaśnienia. Zachodzi pytanie, czy tu nie daje się już odczuć działanie zjawiska, znanego pod nazwą: *„fenomenu Clement-Thenard'a.* Zjawisko to polega na tem, że jeżeli strumień gazu uderza prostopadle o płytę, a płytę zbliża się do wylotu otworu, to w pewnej odległości od niej strumień gazu zamiast odpychać płytę, raptownie zaczyna ją przyciągać. W kierunku działania strumienia położenie płyty jest stałe (stabil), w prostopadłym kierunku do strumienia położenie płyty jest niestałe (labil).

Widocznem więc jest, że ta metoda okrelenia spółczynnika prędkości posiada dużo źródeł do błędów i daje niepewne rezultaty.

4. Metoda pomiarów reakcyjnego oddziaływania pary.

Do wykonania pomiarów według tej metody służy przybór, w którym mamy dyszę, zawieszoną na kulkowem łożysku *g* (rys. 4). Aby podwyższyć czułość tego aparatu, umieszczamy (po drugiej stronie punktu oparcia) ciężarek *f* na drążku, połączonym z oprawą dyszy; wtedy środek ciężkości przenosi się na punkt oparcia; również waga z drążkiem *a* jest wyważona zapomocą przeciwwagi *e*.



Rys. 4.

Tym przyborem mierzymy siłę reakcji:

$$R = \frac{Q \cdot a}{b} = M \cdot c_1 = \frac{G}{g} c_1$$

skąd

$$c_1 = Q \frac{1}{G} \cdot \frac{a \cdot g}{b}. \qquad (9)$$

c_1 obliczone ze wzoru (9) jest tylko wtedy dokładne, gdy para po wylocie z dyszy dalej się

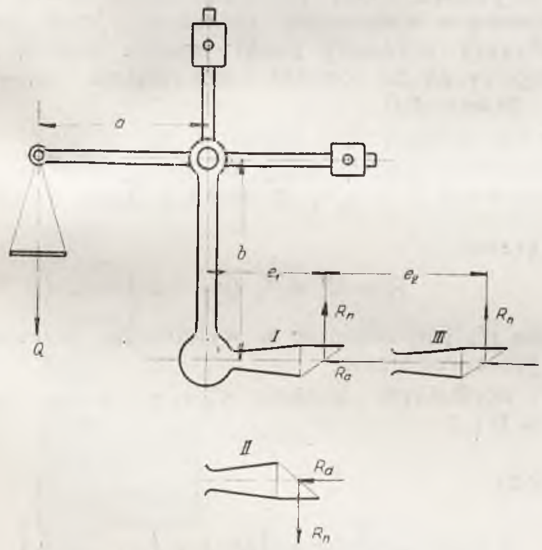
[1]) *Stodola*, Dampfturbinen. VI., wyd., str. 57.
[2]) *Delaporte*, Revue de Mecanique, 1902, str. 664

nie rozpręża. W przeciwnym przypadku reakcję należy obliczyć według wzoru:

$$R = \frac{G}{g} c_1 + f_2 (p'_2 - p_2) \qquad (10)$$

gdzie: f_2 przekrój wylotowy dyszy,
c_1 prędkość wypływu pary w tym przekroju,
p'_2 prężność pary w tym przekroju,
p_2 „ otaczającego powietrza.

Pierwsze dokładne pomiary według tej metody były wykonane przez *Frederic H. Sibley i T. S. Kemble*, następnie przez *Christlein'a* (którego doświadczenia zawierają dużo nieprawidłowości, wykazanych następnie przez *Eisner'a, Forner'a i Flügel'a*). O ile pomiary zostają wykonane ze skośnie obciętemi dyszami, wzgl. kierownicami, (rys 5) oraz mamy do czynienia z prędkościami wypływu, przekraczającemi prędkość dźwięku, należy wzór (10) jeszcze w dalszym ciągu zmienić. Oprócz reakcji R_a strumienia pary działa w skośnym przekroju wylotowym jeszcze składowa siła reakcji R_n na ramieniu e_1 (rys. 5).



Rys. 5.

Wtedy:

$Q \cdot a - R_a \cdot b + R_n \cdot e_1 = 0$ (I. położenie dyszy) (11)

gdzie: $R_a = M \cdot c_a$

$$R_n = M \cdot c_u$$

gdzie c_a i c_u składowe prędkości c_1 w kierunku osi dyszy i prostopadle do niej. Okazuje się, że e_1 również jest nieznane. Można e_1 określić, jeżeli wykonamy dalsze pomiary Q_1 i Q_2, popierwsze z odwróconą o 180° dyszą.

$Q_1 \cdot a - R_a \cdot b - R_n \cdot e_1 = 0$ (II położenie dyszy), (12)

po drugie z dyszą w położeniu według I i oprócz tego jeszcze wysuniętą na prawo o e_2:

$Q_2 \cdot a - R_a \cdot b + R_n (e_1 + e_2) = 0$ (III położenie dyszy). (13)

Z tych trzech równań obliczamy:

$$R_a = (Q_1 + Q) \frac{a}{2b}$$

$$R_n = (Q - Q_2) \frac{a}{e_2}$$

oraz kąt pochylenia ω siły wypadkowej R:

$$tg\omega = \frac{R_n}{R_a} = 2 \frac{b}{e_2} \cdot \frac{Q - Q_2}{Q + Q_1}$$

Kąt ten podaje nam kierunek osi strumienia pary po wypływie z kierownicy wzgl. dyszy, t. j. odchylenie strumienia od osi przyrządu rozprężającego parę.

Wypadkową reakcję R oblicza się ze wzoru:

$$R = \frac{R_a}{cos\omega}$$

oraz

$$c_1 = \frac{g}{G} \left| (Q_1 + Q) \frac{a}{2b \cdot cos\omega} - f_2 (p'_2 - p_2) \right| \qquad (14)$$

Zapomocą tej metody otrzymano dotąd najdokładniejsze rezultaty.

Rezultaty doświadczeń.

Różne doświadczenia wykazały, że spółczynnik prędkości φ jest zależny:

1) od prędkości przepływającej pary,

2) od rodzaju pary (czy para jest nasycona, czy też przegrzana),

3) konstrukcji dyszy (czy to jest otwór, czy też dysza *(de Laval'a)*, lub kierownica *(Zoelly)*,

4) od stosunku $\frac{f_2}{fm}$

5) od długości dyszy L.

Rozpatrzmy najpierw:

a) Wypływ pary z otworów.

Doświadczenia nad wpływem pary z otworów wykonane przez *Bendemanna, Loschge* i *Freudenreicha* prowadzą do zbadania, czy teoretyczna wielkość:

$$\chi = \sqrt{gk \cdot \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}$$

odpowiada praktycznym rezultatom.

Bendemann otrzymał dla *pary przegrzanej*

$$\chi \cong 2{,}031$$

Uwzględniając, że *Bendemann* używał starsze tablice dla pary wodnej, otrzymujemy ten spółczynnik, obliczony według tablic umieszczonych w VI wydaniu dzieła *Stodoli*

$$\chi = 2{,}05+$$

przyczem teoretyczne χ, obliczone ze wzoru (15)

$$\chi = 2{,}090$$

Teoretyczna wartość jest około 1,72% większa od wartości, otrzymanej przez doswiadcze-

nia. Różnica ta powstała nie tylko z powodu tarcia pary o ścianki, lecz jeszcze z innych powodów, o których później będzie mowa. *Freudenreich* znalazł wartość dla otworów wzgl. dysz

$\chi = 2{,}056$ dla pary przegrzanej,

wtedy gdy dla *pary wilgotnej Bendemann* i *Freudenreich* stwierdzili spółczynnik ten:

$\chi = 2{,}055,$

zamiast teoretycznego 1,99.

Loschge również dochodzi do tych samych rezultatów. Okazuje się, że otwory przepuszczają nieco więcej pary od ilości obliczonej z teoretycznych wzorów. Zjawisko to objaśnia się przechładzaniem się pary w czasie wypływu. Para przy wylocie z dyszy posiada niższą temperaturę niż powinna mieć przy danem ciśnieniu.

Z dotychczasowych teoretycznych rozważań wynikało, co też zostało dowiedzione przez różne doświadczenia, że prędkość wypływowa z otworów nie może przekroczyć prędkości dźwięku. Oprócz tego przekonaliśmy się, że prężność pary w przekroju wylotowym p'_2 jest wyższa od prężności otaczającej atmosfery p_c, jeżeli stosunek prężności pary u wlotu dyszy i w otaczającej atmosferze przekroczy pewną wielkość, nazwaną krytyczną. Doświadczenia wykazują, że w przekroju wypływowym prędkość pary może tylko cokolwiek przekroczyć prędkość dźwięku (w przeciwstawieniu twierdzeniom *Christleina*, że tam ustalają się prędkości od 700 do 800 *m/sek*).

Prędkość w dalszych przekrojach strumienia jest zależna od odległości dyszy od płyty przyrządu, opisanego na str. 39 (metoda III).

Prędkość pary wzrasta jeszcze po wypływie z otworu do pewnego maximum, lecz nie może osiągnąć prędkości, odpowiadającej spadkowi cieplnemu. Przyczyną tego, jest różnica ciśnienia $p'_2 - p_2$, którą strumień pary jeszcze posiada po wypływie z otworu. Obliczenia prędkości są nieco utrudnione z tego powodu, że para miesza się z otaczającem powietrzem, lecz są wykonalne[1]).

b) *Wypływ pary z dysz z przekrojem wylotowym prostopadłym do osi.*

Flügel nazwał przebieg krzywej φ dla dysz, nakreślonej jako funkcja $\frac{p_1}{p^2}$ albo prędkości pary, *charakterystyką dyszy.* Normalnym punktem tej charakterystyki nazywa się to miejsce, dla którego dysza pracuje w tych warunkach pary, t. j. przy tym stosunku ciśnień $\frac{p_1}{p^2}$, dla którego dysza została obliczona, t. j. otrzymane przekroje f_2 i f_m. W tym przypadku ciśnienie w przekroju wylotowym równa się przeciwciśnieniu. Można więc rozpatrywać gałęzie charakterystyki, które leżą na prawo wzgl. na lewo od tego normalnego punktu, zależnie od tego, czy stosunek ciśnień jest większy lub mniejszy od tego, jakiego wymaga stosunek przekrojów $\frac{f_2}{f_m}$. Okazuje się, że w przypadku, gdy przeciwciśnienie jest większe od normalnego ciśnienia, dla którego dysza jest obliczona, otrzymujemy znaczne uderzenie pary, związane z dużemi stratami. Natomiast w przeciwnym przypadku, gdy mamy zjawisko dalszego rozprężania się pary po wylocie z dyszy (Nachexpansion), *wartości φ nieco się zwiększają, a następnie prędko opadają.* Ta część charakterystyki jest o tyle ciekawa, że w wykonanych turbinach, para często pracuje w tych warunkach szczególnie przy regulacji zapomocą dysz, której teraz przeważnie używają.

Zajmiemy się obecnie teoretycznym przebiegiem krzywej φ w sferze dalszego rozprężania sie pary po wylocie z dyszy. Nazywamy przez φ' wartość φ w normalnym punkcie, dla którego otrzymaliśmy zapomocą czwartej metody reakcyjną siłę R', przy spadku cieplnym $\Delta i'$, t.j. w przypadku, kiedy przeciwciśnienie równa się ciśnieniu w wylotowym przekroju. Jeżeli przekroczymy normalny punkt, spadek cieplny się zwiększy na Δi, również i siła reakcji osiągnie R. Mamy dla:

$$\varphi = \frac{c_1}{c_0} = \frac{g \cdot R}{G \cdot 91{,}53 \sqrt{\Delta i}}$$

przyczem

$$R = R' + f_2\ (p'_2 - p_2)$$

gdzie p'_2 jest ciśnienie w wylotowym przekroju, p_2 przeciwciśnienie.

(W normalnym punkcie $p'_2 = p_2$, wobec tego $R = R'$)

Wtedy:

$$\varphi = \frac{g}{G \cdot 91{,}53 \sqrt{\Delta i}} \left[R' + f_2 \left(p'_2 - p_2 \right) \right]$$

albo przy

$$R' = \frac{G}{g}\ c' = \frac{G}{g}\ \varphi'\ 91{,}53 \sqrt{\Delta i'}$$

$$\varphi = \varphi' \sqrt{\frac{\Delta i'}{\Delta i}} + \frac{g \cdot f_2 \cdot (p_2' - p_2)}{G \cdot 91{,}53 \sqrt{\Delta i}}$$

wprowadzając:

$$f_2 = e \cdot f_m$$

oraz

$$G = \chi \cdot f_m \sqrt{\frac{p_1}{v_1}}$$

$$\varphi = \frac{1}{\sqrt{\Delta i}} \left[\varphi' \sqrt{\Delta i'} + \frac{ge\ (p'_2 - p_2)}{\chi \sqrt{\frac{p_1}{v_1}} \cdot 91{,}53} \right]$$

[1]) *Zerkowitz*, Dingl. polyt. Journ. 1914, str. 639.

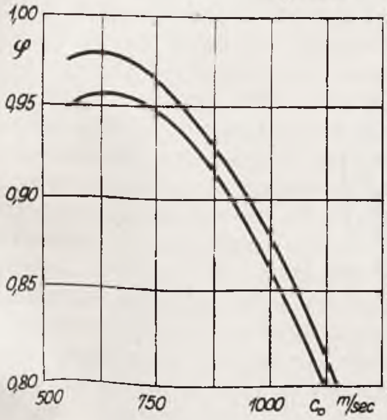
Dla danej dyszy:

$$\varphi' \cdot \sqrt{\Delta i'} = a = const$$

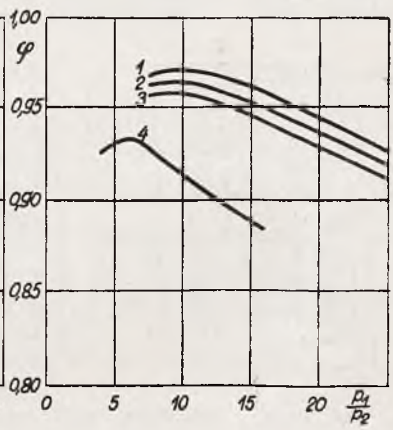
$$\frac{g \cdot e}{91{,}53\ \chi \sqrt{\dfrac{p_1}{v_1}}} = b = const$$

Wtedy mamy:

$$\varphi = \frac{a + b\,(p'_2 - p_2)}{\sqrt{\Delta i}} \qquad (16)$$

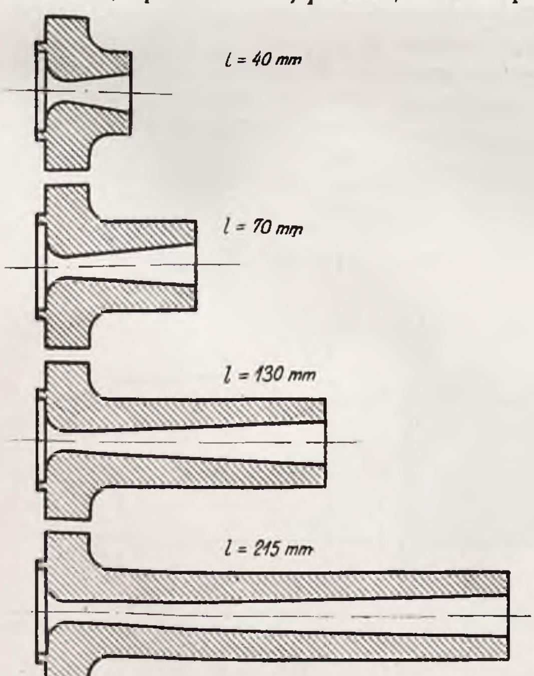


Rys. 6. a



Rys. 6. b

Przebieg dla φ według (16) podany jest na rys. 6a dla otworu z równoległemi ściankami. $p_1 = 15$ ata, $t_1 = 300^0$ C, $p' = 8{,}18$ *ata* w prze-

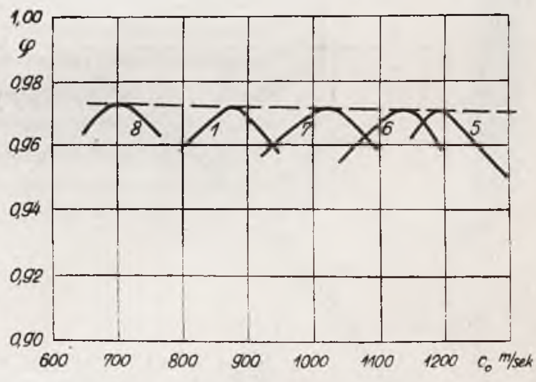


Rys. 7.

kroju wylotowym. Widzimy że początkowo φ wzrasta, następnie opada, przyczem wzrost φ jest większy dla $\varphi' = 0{,}95$ niż dla $\varphi' = 0{,}975$, t.j. w gorszej dyszy φ wzrasta nieco więcej przy dalszem rozprężaniu się pary po wylocie z niej niż w lepszej dyszy. Gdyby nie było żadnych strat, t.j. $\varphi' = 1$, wtedy φ w dalszym ciągu począwszy od tego maximum, stale ubywałoby.

Na rys. 6b podany jest rzeczywisty, mierzony przebieg charakterystyk dysz, podanych na rys. 7. Dysze Nr. 1, 2, 3 zachowują się podobnie; natomiast dysza Nr. 4 ma znacznie gorszą charakterystykę, ale zato φ wzrasta tu najwięcej po przejściu normalnych warunków. Na niej widać znaczny wpływ tarcia i przez to zmniejszanie się spółczynnika prędkości φ. Potwierdza się więc się mniemanie *Flügel'a*, [1]) że *zwiększanie się sprawności dyszy przez rozprężanie pary po wylocie z dyszy objawia się tem znaczniej im większe jest tarcie w dyszy samej.* Sprawność jednak takiej dyszy z dużem tarciem będzie pomimo pewnego wzrostu φ gorsze, niż dyszy dobrej, t. j. z małem tarciem.

Można osiągnąć w dyszy z odpowiednio dużym stosunkiem $\frac{f_2}{fm}$ dla c_0 przeszło 1200 *m/sek* z dobrą sprawnością. B. B. C. osiąga dla pary nasyconej $\varphi = 0{,}97$. Ze zwiększeniem przegrzania pary do 300° *C* przed dyszą otrzymują φ 0,976 przy długości dyszy 150 *mm*. Ciekawe jest zacho-



Rys. 8.

wanie się dysz o jednakowym stożku rozwarcia lecz różnej długości przedstawiona na rys. 8.

Dysza Nr.	8	1	7	6	5
	20	40	80	120	160 *mm.*
$\frac{F_2}{fm} = \varepsilon$	1	2	4	6	8

Krzvwa łącząca φ max okazuje małą tendencję do opadania. Te dysze były próbowane na parze nasyconej.

Wszystkie dysze miały wyloty prostopadłe do osi.

---

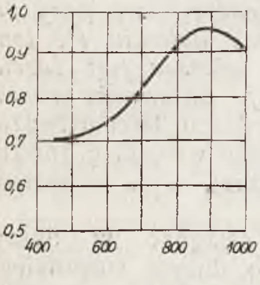
[1]) *Flügel*, Düsencharakteristik. Forsch. Nr. 217 str. 17.

c. *Wypływ pary z dysz i kierownic z wylotowym przekrojem skośnym do osi dyszy.*

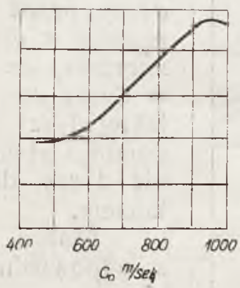
Wiadomo, że jeżeli para o prężności p_1 wypływa z otworu w przestrzeń o przeciwprężności p_c, to w przekroju wylotowym otworu ustala się przeciśnienie p_2

$$p_2 = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} \cdot p_1$$

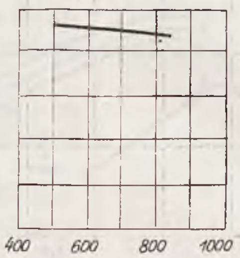
oraz prędkość dźwięku c_k przy $p_2 > p_c$. W pewnej odległości od wylotu prędkość wzrasta, lecz



Rys. 9.

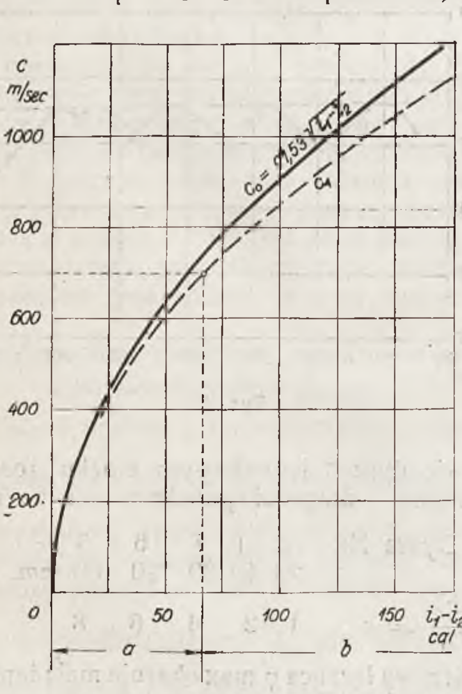


Rys. 10.



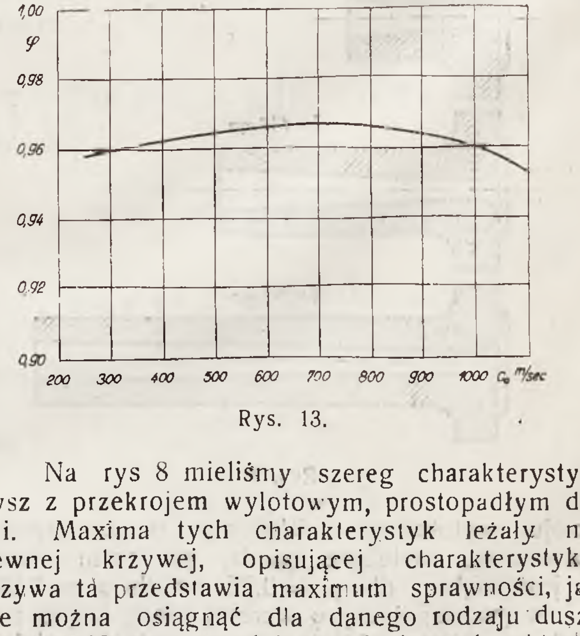
Rys. 11.

nie może osiągnąć takiej prędkości, jak przy wypływie z dysz *de Lavala*. Strumień pary rozszerza się, lecz oś jego otrzymuje swój poprzedni kierunek, nadany przez dyszę. Ponieważ para, wypływając w takich warunkach z otworu porywa z sobą znaczne ilości powietrza, co powoduje powstawanie wirów, taki proces nie może odbywać się bez znacznych strat energji. Chcąc otrzymać przyrząd do rozprężania pary z najwyższą sprawnością, musielibyśmy udać się do zastosowania dysz. Konstrukcja turbin parowych wymaga skośnego położenia przekroju wypływowego. Doświadczenia wykonane nad takiemi dyszami, wykazały, że takie przyrządy kierownicze z równoległemi ściankami (zwane kierownicami) dają i po przekroczeniu krytycznego stosunku rozprężania się pary bardzo dobre rezultaty. Z tego wynikałoby, że w przekroju wylotowym ustala się prędkość, przewyższająca prędkość dźwięku. Dokładne badania potwierdziły to przypuszczenie i okazało się, że w przekroju prostopadłym do osi kierownicy ustala się ciśnienie krytyczne, które stopniowo opada w tak zwanym trójkącie wylotowym aż do przeciwciśnienia p_c. Trójkąt wylotowy odgrywa tu podobną rolę, jak rozszerzająca się część dyszy *Lavala*. Kierownicami można osiągnąć prędkość do 800 *m/sek*, t. j. do 72% wyższe prędkości od t. zw. prędkości dźwięku. Porównanie charakterystyk dysz z wylotem prostopadłym do osi (rys. 9), skośnym wylotem (rys. 10) i kierownicą (rys. 11) prowadzi do wniosku, że skośny przekrój wylotowy nie pogarsza sprawności dyszy; dysza ze skośnym wylotem nadaje się do nieco wyższych prędkości, ale za to w porównaniu do kierownicy nie nadaje się zbyt dobrze do dużych zmian obciążenia. Kierownica natomiast wykazuje znacznie większy obszar pracy, na którym sprawność jej niezbyt się zmienia, innemi słowy dopuszcza znaczną zmianę obciążenia (Zaleta turbin systemu *Zoelly*). Na rys. 12 podany jest zakres działania kierownic *a* i zakres działania dysz *b*.



Rys. 12.

Wobec tego, że spółczynnik φ jest zależny od konstrukcji dysz, nie można podać przebiegu tej krzywej, któryby nadawał się do wszelkich obliczeń. Każda fabryka, budująca turbiny, jest zmuszona dokładnie zbadać swe dysze i zdobyć odpowiednie podstawy do obliczeń.

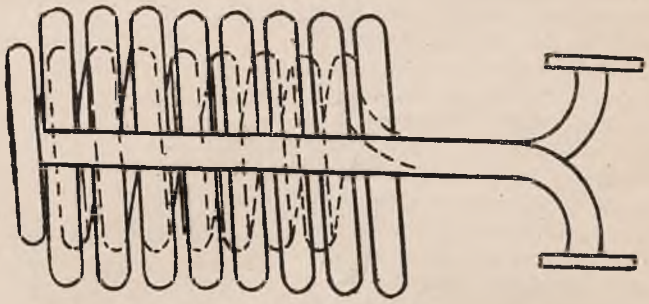


Rys. 13.

Na rys 8 mieliśmy szereg charakterystyk dysz z przekrojem wylotowym, prostopadłym do osi. Maxima tych charakterystyk leżały na pewnej krzywej, opisującej charakterystyki; krzywa ta przedstawia maximum sprawności, jakie można osiągnąć dla danego rodzaju dusz. Na rys. 13 mamy podobną opisującą charakterystykę dysz konstrukcji B. B. C. z roku 1924.

Kompletne urządzenia przegrzewaczy pary

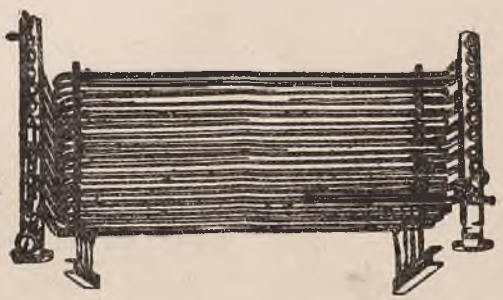
jak również zapasowe wężownice do wszystkich systemów przegrzewaczy z rur bezszwowych z najlepszego materjału i czystem wykonaniem.











Żądajcie oferty i wizyty inżyniera.

Śląska wytwórnia części do kotłów parowych

Katowice
ul. Wita Stwosza 1
Tel. 122

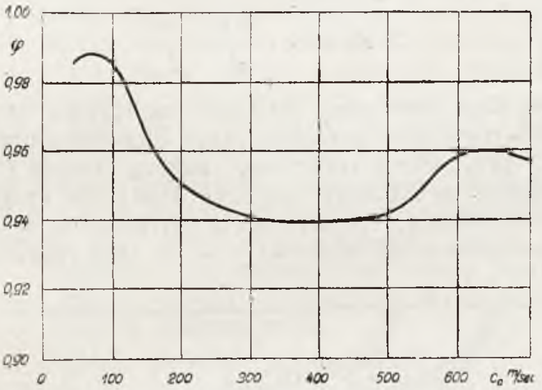
Sp. z o. odp.

Warsztaty:
Ligota Pszczyńska

Spółczynnik prędkości φ, podany na rys. 13, był określony zapomocą metody IV.

Angielskie Stowarzyszenia Inżynierów *„Institution of Mechanical Engineers"* (t. zw. *Steam Nozzle Committee*) przeprowadziło w latach 1922 — 1925 na wielką skalę doświadczenia nad sprawnością kierownic turbin akcyjnych i reakcyjnych.

a) Kierownice turbin akcyjnych miały kąty pochylenia 12° i 20°. Para była przegrzana nawet u wylotu dyszy, aby uniknąć wpływu przechłodzenia pary. Krzywa spółczynnika φ_{max} ma inny przebieg (rys. 14), zupełnie niepodobny



Rys. 14.

do dotychczasowych doświadczeń. Mianowicie wzrasta ze zmniejszeniem się prędkości i przy $c_0 = 80$ *m/sek* osiąga nawet 0,988. Przy $c_0 = 300 - 400$ *m/sek* ma swe minimum, następnie znowu nieco wzrasta: przy $c_0 = 620$ ***m/sek***, $\varphi = 0{,}96$, następnie znowu opada.

b) Łopatki kierownicze turbin reakcyjnych były również badane (rys. 15). Miały one następujące wymiary: $\beta_1 = 20°$, podziałka $t = 15{,}1$ w przelocie 5,25 *mm*; krzywa φ_{max} jest również bardzo orginalna i wykazuje przy $c_0 = 90$ ***m/sek***, $\varphi = 0{,}982$.

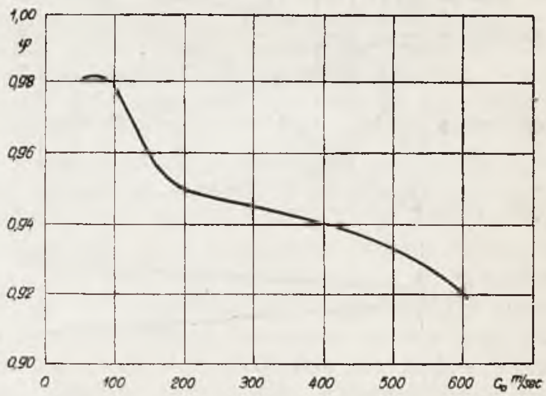
Pomiary były prowadzone zapomocą metody III, o której wspomiano, że posiada bardzo dużo źródeł niedokładności, pozatem wobec zupełnie innych rezultatów, niż dotąd osiągane, nasuwa się przypuszczenie, że na rezultaty obliczeń φ oddziaływał w znacznej mierze sam przybór, oraz pewne urządzenia (siatki druciane), wprowadzone przez angielskich inżynierów. Również z teoretycznego punktu widzenia niema zupełnie powodu spodziewać się przy $\frac{c_k}{4}$ minimum strat z powodu tarcia w dyszy. Inne jeszcze zjawiska (zagięcie strumienia w kierunku zmniejszającego się kąta pochylenia dyszy; przy dyszach większych wymiarów zauważono większe straty niż przy podobnych dyszach lecz mniejszych rozmiarów) zmuszają do ostrożnego i krytycznego odnoszenia się do tych rezultatów; szczególnie należy być ostrożnym z wyciąganiem wniosków konstrukcyjnej natury.

Dotąd mierzony spółczynnik prędkości φ określał tylko średni spółczynnik dla całej dyszy, wzgl. dla jej wylotowego przekroju, nie dając przedstawienia, w jaki sposób ten spółczynnik się zmienia:

1) w przekroju dyszy prostopadle do osi,
2) w różnych miejscach dyszy.

Zapomocą rurek *Pitot*'a wykonane pomiary wykazały, że w pobliżu osi dyszy osiągamy prawie adiabatyczną prędkość. Straty występują przeważnie przy samych ściankach dyszy.

Co do drugiego zagadnienia odbyły się w technicznej literaturze gorące spory, wywołane śmiałem lecz bezpodstawnem twierdzeniem *Christleina*, że wbrew poprzednim doświadczeniom i twierdzeniom straty energji przy przepływie pary aż do najwęższego przekroju wynoszą od 10% do 15%, a od tego przekroju straty ze wzrostem prędkości zmniejszają się od 6% do 10%. Twierdzenia te opiera *Christlein* na tem, że przy tych założeniach obliczone dysze dają rezultaty, lepiej odpowiadające doświadczeniom, niż dysze, obliczone według dotychczasowych założeń. Wywody jego są mylne, ponieważ nie uwzględniał zjawiska przechładzania pary przy wypływie, które wnosiło tę różnicę w jego obliczenia a doświadczenie. Prace *Loschge*'go potwierdzają dotychczasowe założenia, że część dyszy od wlotu aż do najwęższego przekroju wykazuje bardzo nieznaczne straty tarcia, natomiast straty te znacznie się zwiększają w rozszerzającej się części dyszy. W tym samym kierunku wykonał doświadczenia *v. Freudenreich* w firmie B. B. C. i potwierdził teoretycznie i praktycznie powyższe rezultaty badań *Losche*'go.



Rys. 15.

Straty prężności pary przy przepływie przez cylindryczne rury wynoszą:

$$\Delta p = \lambda \frac{l}{d} \cdot \gamma \frac{w^2}{2g} \qquad (17)$$

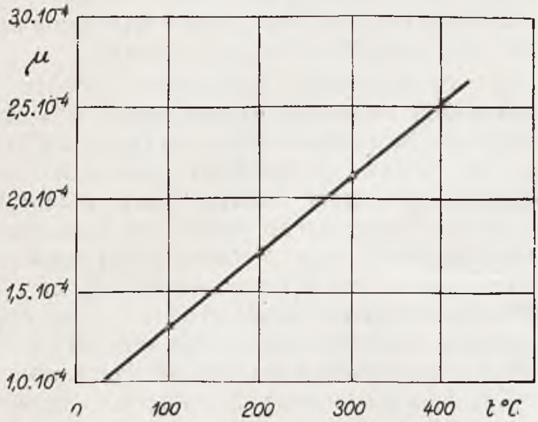
gdzie $\lambda = 0{,}242 \sqrt[4{,}47]{\frac{\nu}{w \cdot d}}$ (według *Ombeck*'a)

jest wielkością zmienną, przyczem $\frac{w \cdot d}{\nu}$ nazwana

jest liczbą *Reynolds*'a

$$\nu = \frac{\mu}{10\,\gamma}$$

gdzie μ jest bezwzględny spółczynnik wisności, zależny od temperatury według rys. 16 dla pary wodnej.

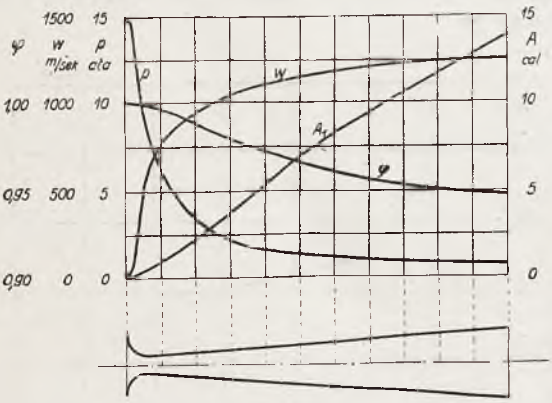


Rys. 16.

Wtedy:

$$\lambda = 0{,}242 \sqrt[4{,}47]{\frac{\mu}{10\,\gamma\,.\,w\,.\,d}} \qquad (18)$$

Celem zastosowania wzoru (17) do obliczenia strat tarcia w dyszy, rozdzielamy dyszę na



Rys. 17.

elementy o długości $\Delta\,l$, dla których przyjmujemy średnice, jako wielkości stałe.

Element siły tarcia, działającej na obwodzie elementu

$$\Delta\,R = F\,.\,\Delta\,p = F\,.\,\lambda\,.\,\frac{\Delta\,l}{d}\,.\,\gamma\,.\,\frac{w^2}{2\,g}$$

Praca tej siły w 1 sek:

$$\Delta\,A = F\,.\,\lambda\,.\,\frac{\Delta\,l}{d}\,.\,\gamma\,.\,\frac{w^3}{2\,g}$$

Równanie ciągłości daje nam:

$$G\,.\,v = F\,.\,w$$

oraz

$$\gamma\,.\,v = 1$$

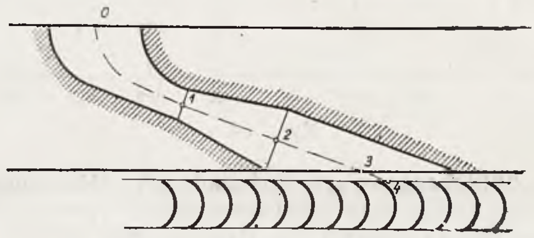
otrzymujemy wtedy:

$$\Delta\,A = G\,.\,\lambda\,.\,\frac{\Delta\,l}{d}\,.\,\frac{w^2}{2\,g}$$

Praca 1 kg. pary:

$$\Delta\,A_1 = \lambda\,.\,\frac{\Delta\,l}{d}\,.\,\frac{w^2}{2\,g}$$

$\Delta\,A_1$ daje nam więc możność obliczenia straty tarcia pary przy przejściu przez element długości $\Delta\,l$, przyczem λ obliczamy według wzoru (18), a przez to możemy obliczyć straty na każdem miejscu dyszy. Straty tarcia przeliczone w kal. i wniesione do wykresu i — S dają możność



Rys. 18.

określenia przebiegu krzywej stanu pary przy rozprężaniu się pary z uwzględnieniem strat.

Przykład przeliczony dla $p_1 = 15$ *ata*, $t_1 = 300^0$, $p_2 = 0{,}8$ *ata* dla dyszy $\frac{f_2}{f_m} = 3{,}87$ jest podany na rys. 17; otrzymujemy dla najwęższego przekroju bardzo nieznaczne straty, które ku końcowi dyszy wzrastają, przyczem $\varphi = 0{,}947$. Doświadczenie wykonane z tą dyszą potwierdziły obliczone dla niej straty prędkości.

Doświadczenie więc wykazuje, że straty od 0 do 1 (rys. 18) są nieznaczne, natomiast nieco większe w miejscu od 1 do 2. Oprócz tych strat mamy jeszcze straty w tak zwanym trójkącie wylotowym od 2 do 3 oraz w szczelinie między dyszą a łopatkami wirnika. Z tego wynika, że przy ustalaniu wymiarów dyszy należy uwzględnić tylko straty od 0 do 2 i φ do tego celu będzie stosunkowo nie duże.

Prof. CZ. GRABOWSKI.

WARTOŚĆ OPAŁOWA JAKO POJĘCIE TECHNICZNE.

por. *Technika Cieplna*, 1928, str. 21.

5. Praktyczna wartość paliwa

Dla danej instalacji cieplnej praktyczna wartość pewnego paliwa stanowi sprawę nader skomplikowaną. Wartość taka w zastosowaniu do potrzeb pewnej określonej instalacji zależy nie tylko od efektu cieplnego, jaki badane paliwo dać może, lecz w wielu wypadkach związana jest z własnościami fizycznemi paliwa (twardością paliwa stałego, topliwością popiołu, hygroskopijnością i t.p.) oraz z całym szeregiem warunków o charakterze czysto lokalnym, np. z równomiernością pracy danej instalacji, z potrzebą forsowania i t.p. Pomijając jednak sprawy indywidualne danego przemysłu i zatrzymując się jedynie nad efektem cieplnym paliwa w pewnej określonej instalacji przy normalnych warunkach pracy,

dojdziemy do wniosku, że i taką wartość trudno ująć w pewną — mniej lub więcej dokładną — formułę matematyczną.

Ogólnie mówiąc, paliwo składa się 1) z części palnych i 2) z mniej lub więcej szkodliwego balastu, a mianowicie z popiołu i wilgoci. Zależnie od swych własności fizyczno-chemicznych popiół pociąga za sobą mniejsze lub większe straty w żużlu; do strat w żużlu należą również czysto mechaniczne straty paliwa, które w postaci drobnych kawałków przesypuje się przez ruszty do popielnika. W sumie będzie to balast, za który trzeba płacić i który transpo tować do fabryki musimy, by następnie otrzymać mało-wartościowe odpadki. Straty palnych części paliwa spowodowane przez popiół wahają się w szerokich granicach; technika walczy z niemi różnemi sposobami, np. wprowadzając parę pod ruszty, stosując ciąg sztuczny, dobierając odpowiedni kształt rusztów i t.p. Lecz sprawa dokładnego sformułowania szkodliwości tego balastu dotychczas nie była przedmiotem szerszych dyskusyj technicznych.

Łatwiejszą do sformułowania jest szkodliwość drugiego składnika balastu — t. j. wilgoci. Starałem się w rozdz. 4 pracy niniejszej (str. 21—23) wykazać, że w niedalekiej przyszłości niema jeszcze widoków takiego rozwoju techniki cieplnej, by para wodna zawarta w gazach spalinowych skraplać się mogła w odpowiednich aparatach, oddając użytecznie swe ciepło kondensacji. Tak więc wodę zawartą w paliwie odparować musimy w paleniskach lub piecach, a następnie parę z wody tej otrzymaną wypuszczamy do komina w temperaturze znacznie wyższej od tej temperatury, której skraplanie mogłoby się rozpocząć.

Palne składniki paliwa — C, H, S — tworzą skomplikowane połączenia organiczne, które podczas spalania zostają utlenione na CO^2, SO_2 i H_2O, lecz ciepło odpowiednich reakcyj chemicznych nie może być całkowicie wyzyskane do celów technicznych: zostaje ono częściowo stracone 1) przez rozproszenie nieużyteczne (promieniowanie i przewodnictwo) i 2) w gazach odlotowych. Te ostatnie straty możemy podzielić na dwie kategorje: a) straty w gazach bezwodnych[1]) nieskraplających się, b) straty w parze wodnej, powstałej ze spalenia wodoru; do tej kategorji należy również para wodna z wilgoci paliwa (o czem mowa była wyżej), a także z wilgoci powietrza. Pierwsze z wymienionych strat kominowych, t.j. straty w gazach nieskraplających się, będą tem większe, im większy jest nadmiar powietrza w palenisku[2]).

Porównywując straty ciepła w gazach odlotowych obydwóch kategoryj widzimy, że nie są one współmierne: podczas gdy pierwsze powstały jedynie wskutek ogrzania gazów nieskraplających się, drugie wymagały zużycia ciepła nie tylko na przegrzanie pary wodnej, lecz również znacznie większego ciepła na jej wytworzenie. Dlatego też dwa gatunki paliwa, dające jednakowe ciepło spalenia w bombie kalorymetrycznej, mogą posiadać różną wartość dla jednej i tej samej instalacji cieplnej.

Weźmy np. dwa gatunki węgla, które posiadają jednakowe ciepło spalenia, lecz różniące się zawartością C i H. Ponieważ przy spaleniu 1 mola gramowego wodora H_2 na wodę ciekłą otrzymujemy 68,2 *Kcal*, i przy spaleniu mola C — 97,6 *Kcal*, więc ciepło spalania 1 *mola* t. j. 2 *gr.* wodoru będzie się równało ciepłu spalenia około 0,7 *mola* C, t. j. 8,4 *gr* C. Tak więc musimy przyjąć, że węgiel bardziej bogaty w wodór posiada prawie taki sam skład ogólny, co węgiel z większą zawartością C, z tą tylko różnicą, że pewna ilość C zawarta w węglu drugim np. 2,1% zastąpiona została przez 0,5% wodoru i 1,6% ciał niepalnych, t. j. popiołu lub wilgoci. A zatem skład gazów spalinowych otrzymanych z tych dwóch gatunków paliwa przy jednakowym nadmiarze powietrza nie będzie jednakowy. Oprócz jednakowej głównej masy gazów (powstałej z 97,9% obydwóch gatunków paliwa, które posiadają skład identyczny) na każdy 1 *kg* paliwa pierwszego gatunku (bardziej zasobnego w wodór) otrzymamy[3]) 2,5 *mole gram.* pary wodnej H_2O i — przy spółczynniku nadmiaru powietrza $n=1,8$ — tlenu O_2 1 mol oraz $2,25.79/21=$

---

[1]) t. j. takich gazach, które wykazuje nam analiza zapomocą aparatu Orsata.

[2]) O ile rozumie się, w dwuch porównanych wypadkach temperatura gazów odlotowych jest jednakowa.

[3]) Liczba 2,5 i następne obliczone zostały według zasad wyłożonych w rozdz. 1 i 3 pracy niniejszej (*Techn. Cieplna*) r. 1927, Nr. 8, str. 78; Nr. 10, str. 120.

=prawie 8,5 *moli* N_2 z powietrza, razem gazów spalinowych 12 *moli*; w tych samych warunkach paliwo bardziej zasobne w węgiel (C) da nam 1,75 *mola gr.* CO_2 oraz 1,4 *mola* O_2 i 3,15.79/21,= =11,84 *mola* N_2, razem 15 *moli* gazów.

Różnica w pojemnościach cieplnych omawianych gazów (około 24 małych kaloryj na 1 stopień temperatury) dla temperatury gazów odlotowych = 300°C da różnicę w zawartości cieplnej około 7 *Kcal*, t. j. mniej więcej około 0,1% na korzyść wartości technicznej węgla bardziej bogatego w wodór; lecz gazy te musiały otrzymać kosztem ciepła spalania paliwa jeszcze[1])

$$2{,}5\ mole \times 18\ .\ \frac{gr}{mol}\ 600\ .\ \frac{cal}{gr} = 27\ Kcal.$$

Jeżeli wreszcie przyjmiemy, że popiół, tworząc żużel, absorbuje tylko 10% C, to 1,6% popiołu zawartego w paliwie bardziej bogatem w wodór spowoduje stratę 0,16% C, czyli (licząc wartość opałową C 8100 *Kcal/kg*) obniży praktyczną wartość opałową o 13 *Kcal.*

Tak więc gdybyśmy mieli dwa gatunki węgla, dające jednakowe ciepło spalania w bombie kalorymetrycznej (np. około 7000 *Kcal/kg*), lecz o takim składzie, że w jednym z tych gatunków mielibyśmy 0,5% wodoru i 1,6% popiołu więcej a 2,1% C mniej niż w drugim, to praktyczna wartość opałowa paliwa bardziej bogatego w wodór (dla instalacji dającej temperaturę gazów odlotowych 300° przy spółczynniku nadmiaru powietrza n=1,8) byłaby o 27 + 13—7 = 33 *Kcal* mniejsza, niż dla paliwa zawierającego mniej H, mniej popiołu a zato więcej C.

Przy różnicy w zawartości wodoru wynoszącej około 0,5% praktyczne obniżenie wartości opałowej okazało się nieznaczne w porównaniu z całkowitem ciepłem spalenia (wynosi ono bowiem mniej niż 1/2%), lecz wyraźniej wypadłby wpływ poszczególnych czynników (H_2O w gazach spalinowych i popiołu), gdybyśmy porównali ze sobą w praktyce dwa różnorodne gatunki paliwa, a więc posiadające różne ciepła spalania, np. koks i drzewo, lignit i węgiel chudy. Z całą pewnością możemy powiedzieć, że na 100 *kg* paliwa każdy 1 kilogram pary H_2O, zawartej w gazach odlotowych o temperaturze 300°, obniża praktycznie wartość tych 100 *kg* paliwa mniej więcej o 730 *Kcal*, czyli o 7,3 *Kcal* na 1 *kg* paliwa. Co się zaś tyczy popiołu, to może okazać się, że np. 1% popiołu absorbuje więcej niż 0,1% (na wagę paliwa) C, a więc obniża praktyczną wartość paliwa więcej niż o 8 *Kcal*. Wreszcie w przeliczeniu np. na 1000 dużych kaloryj, które otrzymujemy przy spalaniu paliwa w kalorymetrze, inaczej wyrażą się straty ciepła w gazach spalinowych dla paliwa spalanego na rusztach, a inaczej dla paliwa spalanego w stanie rozpylonym (dla paliwa ciekłego lub pyłu węglowego), a zatem i praktyczna wartość tych dwóch gatunków paliwa ze względu na różny nadmiar powietrza, potrzebny do spalenia, będzie różną.

Są to wszystkie sprawy, których w krótkich słowach należycie oświetlić nie mam możności: wymagają one specjalnych i szczegółowych studjów. (*d. n.*)

[1]) Liczba 600 $\frac{cal}{gr}$ = 600 $\frac{Kcal}{kg}$ wymaga specjalnego omówienia. Zawartość cieplna w temp. T pary wodnej przegrzanej $i = c_c\, t + r_t + C_p\,(T—t)$, gdzie t — odpowiednia temperatura pary nasyconej pod tem samem ciśnieniem cząstkowem co i para przegrzana, c_c, c_p — średnie ciepła właściwe cieczy i pary przegrzanej, r_t — ciepło parowania. Gdyby ta sama para przegrzana znajdowała się pod ciśnieniem 0,006 $\frac{kg}{cm^2}$ odpowiadającem parze nasyconej w temp. 0^0C, to. przyjmując 0^0C za zero względne, otrzymalibyśmy że zawartość cieplna w temperaturze T pod tem samem ciśnieniem 0,006 $\frac{kg}{cm^2}$ równa się $i' = r_0 + c_p\,T$. Jeżeli parę wodną przegrzaną traktować będziemy jako gaz doskonały, to możemy przyjąć, że $i = i'$ (ponieważ podczas rozprężania izotermicznego gazu doskonałego $pv = const.$ i według prawa Joule'a energja wewnętrzna pozostaje bez zmiany). A zatem możemy przyjąć, że zawartość cieplna pary wodnej przegrzanej, zawartej w gazach spalinowych $i = r_0 + C_p T$, gdzie $r_0 = 597$ prawie 600 $\frac{cal}{gr.}$ — ciepło parowania w temp. 0^0C.

R. BIEDRZYCKI inż.
Inżynier Stow. Doz. Kotłów w Warszawie

BADANIA SILNIKA DIESEL'A 360 KM.

W dn. 14, 15, 16 i 17 listopada 1927 r. Stow. Doz. Kotłów w Warszawie dokonało w Stoczni Gdańskiej badań 6-cio cylindrowego motoru Diesela, bezsprężarkowego, układu stojącego o mocy 360 *KMe* przy 300 obrotach na minutę i wymiarach: D = 325 *mm*, S = 420 *mm*.

Motor, zbudowany jako szybkobieżny o ramie skrzynkowej, z której zasysane jest powietrze do cylindrów, przeznaczony jest do bezpośredniego sprzężenia z generatorem prądu trójfazowego, co umożliwiło zastosowanie lżejszego koła zamachowego, gdyż rotor generatora spełnia częściowo rolę koła zamachowego.

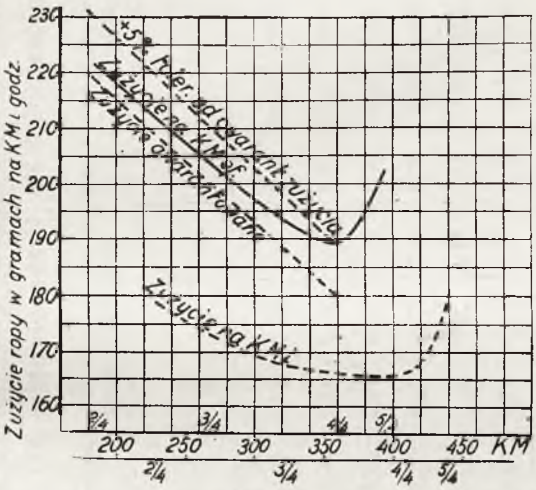
Podczas próby silnik był sprzężony nie z generatorem, lecz z wałkiem hamulca Prony'ego wskutek czego bieg zbyt lekkiego koła zamachowego nie dawał podstaw do sprawdzenia stopnia nierównomierności biegu, jak również po-

wodował dość znaczne wahania skazówki tachometru.

Moc efektywną określano zapomocą hamulca Prony'ego, składającego się z dwóch oddzielnych hamulców, z których każdy naciskał na wagę dziesiętną.

Hamulec był uprzednio wyważony i długość ramion stanowiła 1750 *mm*. Wagi były uprzednio sprawdzone. Ponieważ moc motoru miała być odniesiona do sprzęgła, przeto dodatkowe tarcie w dwóch łożyskach, powstające od wagi hamulca obliczone teoretycznie, dodano do mocy określonej zapomocą hamulca. Stanowiło ono średnio około 3 *KMe* przy 300 obrotach na minutę. (Waga hamulca — 3685 *kg*, średnica łożyska 160 *mm*).

Moc indykowaną mierzono zapomocą sześciu indykatorów Maihaka, przyczem przy mniejszych obciążeniach, a w szczególności w cylindrze



Rys. 1.

Nr. 3 (licząc od koła zamachowego), otrzymywano znaczne wahania, które pozwalały określić moc indykowaną tylko z pewnem przybliżeniem (Powyższe wahania należy przypisać do pewnego stopnia zbyt długim a wąskim króćcom pomiędzy cylindrem a indykatorami).

Pracę oporów ssania i wytłaczania określono zapomocą słabych sprężyn indykatora i otrzymano średnio dla każdego cylindra ujemne ciśnienie — $Pi = 0{,}16$ *atn*.

Średnie największe ciśnienie przy pełnej mocy stanowiło 49 *atn*.

Liczbę obrotów mierzono zapomocą licznika obrotów oraz tachometru ręcznego.

Jako paliwo użyta była ropa amerykańska.

Analiza tej ropy wykonana przez Laboratorjum Cukrownicze w Warszawie wykazuje:

Ciężar gatunkowy	0,878 (przy $t = 10^0$)
Wartość opałowa górna	10918 cal.
Wartość opałowa dolna	10162 cal.
Zawartość wody w ropie poniżej	0,05%
Ilość koksu	0,028%
Zawartość destylatu do 350°C	76,2°
Punkt zapłonu	85°

Zużycie ropy określano mierząc ilość doprowadzanej do silnika ropy oraz notując czas. Początek i koniec pomiarów był określany chwilą odrywania się poziomu ropy w zbiorniku od ostrza igły pomiarowej.

Ropę dolewano porcjami po 10 kg, a przy mniejszych obciążeniach po 5 kg; określano również dla każdej porcji czas zużycia jej przez silnik.

Zużycie smarów mierzone było niezależnie od obciążenia, a ilość dolewanego smaru do wspólnego zbiornika stanowiła średnio około 1,4 *kg/godz.*

I. *Normalna moc.*

Załączona tablica wskazuje przebieg poszczególnych notowań. Średnie zużycie ropy na godzinę stanowiło 67,88 *kg*. Średnie wskazanie wagi stanowiło 245 + 245 = 490. Średnia ilość obrotów 297.

Dodatkowa praca tarcia łożysk 3 *KMe*.

Razem więc efektywna praca stanowiła 358,93 *KMe*.

Moc indykowana wahała się w granicach od 403—413 *KMi* średnio 409,7 *KMi*.

Sprawność mechaniczna w przybliżeniu wynosiła po odliczeniu pracy ssania i wypychania — 87,8%.

Bez odliczania pracy ssania i wypychania 85,8%.

Tak wysoki współczynnik mechaniczny objaśnia się nadzwyczaj lekkiem kołem zamachowem.

Zużycie ropy na 1 *KMe godz.* stanowiło— 189,2 *gr*. (rys. 1).

Motor na powyższą moc obciążony był bez przerwy około 3-ch godzin, pomiar ropy wprowadzony do tablic trwał 2 godz.

Pod koniec 3-ej godziny z powodu przerwania szczeliwa na rurce pomiędzy pompką, a cylindrem N. 1—cylinder ten nie otrzymywał wcale paliwa i cała praca mniej więcej 360 *KMe* dokonywana była przez pozostałe 5 cylindrów, przyczem obroty motoru spadły z 300 do 294.

Tę więc moc można uważać jako największą dla poszczególnych cylindrów t. j., że motor przy przeciążeniu o $^1/_6$ t. j. 16% traci już swe obroty.

II. Określono również zużycie ropy przy innych obciążeniach, przeprowadzając krótkie badania.

Przy $^3/_4$ obciążenia normalnego otrzymano zużycie ropy, jak wskazuje załączona tablica — na 1 *KMe godz* — 203,5 *gr*.

III. Określenie zużycia ropy przy połowie obciążenia dało cyfrę 221 *gr* na *KMe-godz*.

Powyższe obciążenie nie dawało jednostajnej pracy hamulca wobec czego powstawały dość znaczne wahania, zarówno w mocy efektywnej jak i w mocy indykowanej.

IV. Przeciążenie o 9% trwało dwadzieścia kilka minut, przyczem zużycie ropy stanowiło na 1 *KMe godz* — 202 *gr*.

Motor Diesel, sześciocylindrowy, bez sprężarki fabryki „STOCZNIA GDAŃSKA" Rok budowy 1927 r., moc normalna 360 KMe, liczba obrotów 300 na min, o wymiarach: D = 325 mm, S = 420 mm.

Gdańsk, dnia 16/XI — 1927 r.

№№ wykr.	Czas	Obrotów	Średnie ciśnienie indykowane + Pi — pi						Moc indykowana Ni						$\sum N_i$	Moc efektywna N_e	Różnica między mocą indyk. a efekt.	Zużycie oleju gaz.		UWAGI
			I *)	II	III	IV	V	VI	I	II	III	IV	V	VI				na godz.	na 1 KM_e godz.	
30	9^{47}	298	5,58	6,27	5,05	6,49	6,06	5,75	64,3	72,4	58,2	74,9	69,9	66,3	406,0	360,0	46,0			
31	10^{15}	298	5,79	6,27	5,44	6,17	6,06	5,81	66,8	72,4	62,7	71,1	69,9	67,1	410,0	360,0	50,0	68,18	189,5	
32	10^{30}	298	4,98	6,39	5,66	6,34	6,37	6,07	57,5	73,7	65,3	73,2	73,6	70,0	413,3	360,0	53,3			obciążenie hamulca
33	10^{50}	297	4,82	6,22	5,96	6,34	6,56	6,07	55,5	71,5	68,6	72,9	75,5	69,8	413,8	359,0	54,8			2 × 245 *kg*
34	11^{10}	296	4,64	6,22	6,16	6,34	6,06	5,75	53,2	71,4	70,6	72,7	69,6	66,0	403,5	357,3	46,2	67,583	188,9	
35	11^{30}	296	4,39	6,27	6,34	6,58	6,44	5,87	50,4	72,0	72,7	75,5	73,8	67,4	411,8	357,3	54,5			
													średnio		409,7	358,93	50,97	67,881	189,2	
41	14^{45}	300	6,17	4,79	3,29	4,33	3,96	5,27	71,6	55,5	38,2	50,4	46,0	61,2	322,9	267	55,9			obciążenie hamulca
42	14^{50}	300	5,76	4,63	3,46	4,71	4,84	5,06	66,9	53,7	40,2	54,7	56,2	58,7	330,4	267	63,4			2 × 180 *kg*
43	14^{58}	300	5,69	4,62	3,77	4,38	4,51	4,79	66,0	52,6	43,7	50,8	52,3	55,6	322,0	267	55			
44	15^{05}	300	5,7	4,46	3,81	4,38	4,66	4,93	66,1	51,7	44,3	50,8	51,1	57,2	324,2	267	57,2			
													średnio		324,9	267	57,9	54,31	203,5	
50	15^{35}	303	5,35	3,03	2,06	3,35	3,42	3,12	62,7	35,6	24,2	39,3	40,1	36,6	238,5	185,1	53,4			obciążenie hamulca
51	15^{44}	301,5	4,14	3,21	2,4	3,08	3,38	3,29	48,4	37,5	28,0	35,9	39,5	38,4	227,7	183,8	43,9			1 × 250 *kg*
52	15^{48}	302	4,35	3,56	2,21	3,08	3,34	3,26	50,8	41,6	25,8	36,0	39,0	28,1	221,3	184,3	37,0			
													średnio		229,1	181,4	44,7	40,9	221,5	
60	16^{12}	295	6,8	7,00	5,96	6,65	6,76	5,88	77,6	79,9	68,0	75,9	77,2	67,0	445,0	392	53			obciążenie hamulca
61	16^{20}	296	6,53	7,02	5,61	6,54	6,58	5,58	74,8	80,5	64,3	74,8	75,3	64,0	433,7	393,5	42,2			(250+290)=540 *kg*
62	16^{25}	297	6,67	6,83	5,61	6,84	6,75	5,81	76,7	78,4	64,5	78,5	77,5	66,3	442,4	395,0	47,5			
													średnio		440,4	393,5	46,9	79,5	202	

*) licząc od koła zamachowego.
Dodatkowe tarcie zewnętrznego łożyska hamulca przy $G = 3685$ *kg*, $d = 160$ *mm*, $n = 300$ przyjęto równem = 3 *KM*.
Długość ramion ham. $l = 1750$ *mm*.

Po zakończeniu próby z cylindra Nr. 3 zdjęta została głowica i otwarte wszystkie wentyle dla stwierdzenia ich stanu. Po wyciągnięciu tłoka, zbadano stan sworznia i panewek na korbowodzie.

Stan wszystkich tych części znaleziono zadawalniający.

Badania powyższe zostały przeprowadzone na stacji doświadczalnej Stoczni Gdańskiej bez generatora jedynie z lekkiem tylko kołem zamachowem i na ropie amerykańskiej, t. j. w warunkach odmiennych, od warunków w jakich prawdopodobnie motor pracować będzie u odbiorcy.

Krzywa zużycia ropy wskazuje, że moc 360 *KM* jest punktem granicznym.

ELEKTROWNIE OKRĘGOWE CZY FABRYCZNE.

(Z dyskusji w prasie amerykańskiej)

por. Technika. Cieplna, 1928, str. 31.

4. Potrzeba normalizacji badań.

Zagadnienie zjawia się na czasie i zasługuje na poważną dyskusję.

Przed powzięciem decyzji co do nabywania lub wytwarzania na miejscu potrzebnej pewnej wytwórni energji mechanicznej, technik powinien wiedzieć nie tylko ile go kosztuje energja zużywana w obecnej chwili w jego wytworni, ale również ileby go ta energja kosztować mogła o ile wytworzyłby ją w racjonalnie zaprojektowanej i umiejętnie prowadzonej siłowni. Pod tym właśnie względem niezmiernie cenne są szczegółowe dane o kosztach energji wytwarzanej w siłowniach lokalnych zakładow przemysłowych. Jedynym pod tym względem sprawdzianem mogą być dokładne i stałe notowania wydajności poszczególnych nowszych instalacyj oraz znajomość czynników składających się na koszt ogólny, aby można było w odpowiednim stopniu uwzględnić warunki, które nie mogą być oczywiście we wszystkich rozpatrywanych wypadkach jednakowe. Ujawnienie przeto wyników badań, dotyczących sprawności instalacyj i kosztów przypadających na jednostkę energji byłoby ze wszechmiar pożądane, gdyby udało się stworzyć jednolity schemat zapisow i obliczeń. Dzisiaj, bez jednolitych norm, posiada to jedynie ogólnikowe znaczenie, gdyż wszelkie obliczenia porównawcze wymagają zbyt wiele czasu i zachodów. Brak schematu stanowi największą przeszkodę do dokładnego porównywania wyników pracy siłowni poszczególnych zakładów przemysłowych. Zainteresowanie, jakie typ izolowanych siłowni fabrycznych budzi obecnie, pozwala przewidywać, że jednolite normy do oceny pracy takich instalacyj powstaną w najbliższej przyszłości.

Znajomość składowych kosztów wytwarzania energji posiada znaczenie jedynie ze stanowiska obniżenia kosztów wytwarzania energji w siłowniach fabrycznych.—Fabryczne zestawienia tego rodzaju nie posiadają wartości porównawczej w stosunku do szczegółowych obliczeń kosztów produkcji energji w siłowniach okręgowych. Porównywać można jedynie ogólne koszty produkowanej na miejscu i nabywanej energji. Znajomość składowych kosztów energji nabywanej nie pomoże technikowi do obniżenia kosztów zużywanej energji i nie posiada dlań większego znaczenia od znajomości składowych ceny handlowej, węgla, ropy, wody lub innych surowców wyrobowych lub przerobowych.

Technik przemysłowy posiada w kierunku obniżenia ceny energji nabywanej dwa jedynie środki. Jednym z nich jest współzawodnictwo. Przez obniżenie kosztów energji wytwarzanej na miejscu może on zmusić centrale okręgowe do obniżenia taryf. Drugim środkiem, prowadzącym go do celu, jest zwiększenie ilości energji nabywanej. W pewnych tego rodzaju wypadkach, zakłady przemysłowe nabywać mogą energję kosztem mniejszych wydatków niż gdyby wytwarzały ją na miejscu.

Dla obu tych środków działania wielkie znaczenie posiada publikowanie wyników pracy izolowanych siłowni fabrycznych, znaczenie co prawda aż do chwili opracowania ogolnie obowiązującego schematu znacznie ograniczone.

W każdym razie inżynier przemysłowy łacniej przyczynić się może do obniżenia ceny energji mechanicznej, jeżeli wszystkie swe siły wytęży na studja składowych kosztów pracy siłowni fabrycznych aniżeli na rozpraszanie się w drobiazgowych dociekaniach, dotyczących siłowni okręgowych.

5. Przyczynek dyskusyjny.

Dyskusja wyciąga na światło dzienne grupę zagadnień bardzo ze stanowiska siłowni fabrycznych żywotnych. Każdemu wiadomo, że w tych okolicach kraju, gdzie siłownie okręgowe są w stanie zaspakajać potrzeby, nastąpiło unieruchomienie wielu siłowni przemysłowych w zakładach, które potrzebną im energję zewnątrz pobierać zaczęły. Ruch w kierunku zastąpienia siłowni usługami siłowni okręgowych zatacza coraz szersze koła. Brak jedynie danych liczbowych, świadczących o tem, czy energja pobierana z nowych źródeł jest tańszą niż poprzednio.

Wielu z nas zdaje sobie doskonale sprawę z tego, że więksi spożywcy prądu, nabywać go

mogą w siłowniach okręgowych po cenach znacznie niższych od kosztów własnych, o ileby do kosztów tych wprowadzić wszystkie grające w danym wypadku rolę czynniki.

Z drugiej jednak strony zakłady takie, jak stalownie, huty miedzi i t. p. mogą we własnym zarządzie wytwarzać energję mechaniczną bardzo tanim kosztem. Pracują one po 24 godzin na dobę, w ciągu 6 lub nawet 7 dni tygodniowo, a spółczynnik obciążenia siłowni takich zakładów jest bez porównania wyższy niż w najlepiej sytuowanej siłowni okręgowej w dzisiejszych warunkach. Wiele takich zakładów jak wielkie piece lub cementownie tracą wiele ciepła w gazach odlotowych i przez zastosowanie kotłów opalanych gazami odlotowemi mogłyby część tych strat odzyskać. Niejedna cementownia może na tej drodze znaleźć całkowite zaspokojenie swych potrzeb, a są to poważni klijenci zużywający od 14 do 22 *kWh* na beczkę cementu, w zależności od urządzeń zakładu i właściwości surowców.

Takie zakłady nie zużywają wcale paliwa do wytwarzania energji mechanicznej i jedynemi składowemi kosztami własnych instalacyj będą: oprocentowanie kapitału zakładowego, amortyzacja, podatki, asekuracja oraz wydatki bieżące na utrzymanie i naprawę instalacyj oraz na robociznę. Kosztów administracyjnych nie będzie, ponieważ instalacja w stosunku do potrzeb całej wytwórni przysporzy bardzo niewiele kłopotów. Wobec wysokiego współczynnika obciążenia, który dochodzić może do 80% koszt własny na *kWh*, wypadnie bardzo niski.

Jeżeli zaopatrzenie wytwórni w energję mechaniczną może być rozwiązane na tej drodze stwierdzić można, że linja graniczna pomiędzy stosowaniem wytwarzanej na miejscu lub pobieranej z siłowni okręgowej energji znajduje się w okolicach ceny 0.70 zł. za *kWh*. Znaczy to, że o ile taryfa siłowni okręgowej jest znacznie wyższa, opłaci się zainstalowanie kotłów ogrzewanych gazami odlotowemi i własnej siłowni. Jeżeli energję nabywać można taniej, opłaci się korzystać z siłowni okręgowej. Autor notatki zaprojektował i zbudował instalację 3000 *kW*, wyzyskującą gazy odlotowe i spodziewał się, że postawi więcej takich urządzeń. Pomimo to panujące w przemyśle cementownianym nastroje doprowadziły do coraz powszechniejszego pobierania energji zzewnątrz. W pewnych wypadkach projektowano jednak własne instalacje. Okręgowe siłownie składały wówczas tak korzystne oferty, że projekty te zostały zarzucone. Autor widywał umowy, oparte na cenie 0.80 zł. za *kWh*, był ekspertem w wypadku ceny 0.70 zł. i stykał się z twierdzeniem, że w dorzeczu Mississippi nabywać można *kWh* za 0.69 zł. Liczono się przytem coprawda z siłowniami wodnemi. Obecnie jednak i siłownie parowe zdolne są do spółzawodnictwa.

Nie można mieć za złe przemysłowcowi, że w takich warunkach woli nabywać energję zzewnątrz. Postępuje on jak każdy handlowiec, który za sumę jaką dysponuje pragnie nabyć jaknajwięcej potrzebnych mu dóbr. Jeżeli może przeto pobierać energję po cenach niższych od własnych kosztów wytwórczych, byłby b. nierozsądny, gdyby miał postępować inaczej.

Należy raczej dziwić się siłowniom okręgowym, że takie oferty składają oraz organom nadzorczym, że nie występują tu z interwencją. Ceny te bowiem nie mogą być gospodarczo i finansowo usprawiedliwione.

6. Wpływ warunków miejscowych.

W zagadnieniu dotyczącem zaopatrzenia zakładów przemysłowych w energję mechaniczną posiadamy zwolenników dwuch krańcowo ze sobą sprzecznych poglądów. Jedna szkoła twierdzi, że najekonomiczniej da się to uskutecznić przy pomocy siłowni okręgowych, druga zaś broni zasady izolowanych siłowni fabrycznych. Obie szkoły znajdują się prawdopodobnie na błędnej drodze, gdyż ekonomiczne zbadanie zagadnienia wykazuje, że prawda leży gdzieś pośrodku pomiędzy dwoma krańcowemi rozwiązaniami. Ludzie traktujący zagadnienie bez uprzedzeń przyznać muszą, że w pewnych wypadkach korzystniej będzie zapotrzebowanie energji zakładu przemysłowego pokryć z siłowni okręgowej, w innych natomiast wypadkach korzystniej będzie pomyśleć o siłowni własnej. Możliwe są wreszcie warunki, w których zalety i wady każdego z tych rozwiązań równoważą się wzajemnie.

Warunki lokalne stanowią w zagadnieniu tem czynnik decydujący. Ciekawy pod tym względem wypadek przestawia pewna papiernia (*Power*, 1926), w której zainstalowanie turbiny parowej 2000 *kW* z pobieraniem pary doprowadziło do zaoszczędzenia nieomal 500000 zł. w stosunku rocznym. Niezależnie od turbiny parowej papiernia ta korzysta częściowo z energji dostarczanej przez siłownię okręgową. Na pierwszy rzut oka okoliczność wydaje się wyjętą z bajki ze względu na wygodne warunki sprzedaży prądu elektrycznego. Dopiero bliższe zaznajomienie się z warunkami lokalnemi umożliwia zrozumienie sprawy. Przedewszystkiem papiernia była w posiadaniu potrzebnych dla turbiny kotłów parowych. Jedynym przeto prawie wydatkiem w istniejącej instalacji poza zakupem turbiny był zwiększony koszt paliwa i pewien wzrost kosztów utrzymania zespołu. Jeden z kotłów zastosowany był ponadto do spalania odpadków drzewnych. Te oto warunki pozwoliły obniżyć cenę pary i energji.

Zakład położony był w obfitującej w wodę miejscowości, co pozwalało na prowadzenie turbiny z kondensacją i z częściowem pobieraniem pary z działów niskiego ciśnienia, czyli na warunki w jakich turbina parowa pracuje najkorzystniej. Głównym czynnikiem sprawności pracy turbiny było równomierne i wysokie jej obciążenie. odpowiadające praktycznie biorąc w ciągu całego

roku największemu stałemu obciążeniu silnika. Obciążenie turbiny było dwukrotnie większe od przeciętnego obciążenia wielu siłowni okręgowych i każdej prawie papierni, co spowodowało właśnie bardzo niską cenę na *kWh*. Zakład nie potrzebował przytem żadnej instalacji zapasowej, gdyż resztę potrzebnej energji pobierać mógł z siłowni okręgowej. Te właśnie lokalne warunki sprawiły, że nawet w wypadku gdyby turbina przez cały rok pracowała jako turbina z kondensacją — oszczędność dochodziłaby do 450000 zł.

Przykład powyższy dowodzi, jak różnorodna wypaść może odpowiedź na zapytanie co do nabywania energji lub wytwarzania jej we własnym zarządzie. Bardzo łatwo wyobrazić sobie można warunki, w których koszt wyprodukowanej przez turbinę *kWh* wypadnie dwa lub trzy razy wyższy. Może zajść potrzeba ustawienia nowych kotłów, montowania chłodni, turbina może pracować po 8 zamiast po 24 godzin na dobę. W takich warunkach rachunek przemówi na korzyść siłowni okręgowej. W przedstawionym wypadku rzeczy miały się odwrotnie i dzięki umiejętnemu rozwiązaniu zagadnienia przez personel kierowniczy papierni, zakład poczynił znaczne oszczędności. Przykład powyższy pobudzić powinien personel techniczny każdego zakładu do zastanowienia się nad tem zagadnieniem. Zagadnienie brzmi: „Czy energję mechaniczną zakład posiada na najkorzystniejszych warunkach i czy nie możnaby przez odpowiednie zmiany osiągnąć poważnych oszczędności".

7. Zagadnienie kosztów ogólnych.

Pewien profesor mechaniki twierdził, że współczynnik bezpieczeństwa stosowany przy obliczeniu wytrzymałości kotła jest w istocie swej spółczynnikiem naszej nieświadomości. Porównywając różne referaty rzeczoznawców i techników należy przyjść do przekonania, że podobny spółczynnik nieświadomości znajduje zastosowanie przy obliczaniu kosztów ogólnych instalacji.

W obliczeniach kosztu wytwarzania energji widzimy istotnie brak jakiegokolwiekbądź uzgodnienia tego, co właściwie kosztem wytwarzania energji nazywać się powinno. Wydaje się mianowicie, że dotychczas nie zdajemy sobie sprawy, jakie czynniki na koszt ten wpływać powinny i jaki procent kapitału zakładowego koszty ogólne stanowić mogą. Z jednej strony szereg przedsiębiorstw przy obliczaniu kosztów ogólnych włącza: procent od kapitału, zmniejszenie wartości (agregatu), amortyzację, podatki i koszty asekuracyjne. Inne zakłady wprowadzają jedynie procent od kapitału, podatki i asekurację, zapominając zupełnie o zużywaniu się instalacji. Pomijając praktyki elektrowni okręgowych, gdzie w grę wchodzić może potrzeba ustalenia lub podniesienia istniejących taryf, przeciętna siłownia fabryczna powinna uwzględniać w swoich obliczeniach jedynie oprocentowanie kapitału, zmniejszenie wartości agregatu, podatki i asekurację, gdyż na tej drodze łatwiej jej będzie określić istotną cenę wytwarzanej energji.

Wysokość procentów od kapitału nie ulega żadnej wątpliwości, ponieważ zawsze ustalić można stopę procentową odpowiedniego kredytu. Wysokość podatków określić można na podstawie odpowiednich dowodów rachunkowych. Wynosi ona zazwyczaj znacznie mniej niż 3% od kapitału zakładowego — liczba bardzo ulubiona w referatach — ponieważ podatki od urządzeń mechanicznych są mniejsze niż podatki od nieruchomości lub wogóle majątku nieruchomego, oraz ze względu na to, że wraz z obniżeniem wartości, podatki spadają z roku na rok, wobec czego przeciętna roczna ich wysokość nie przewyższa ½ raty z pierwszego roku. Urządzenia mechaniczne bywają nieraz nawet zupełnie od podatków wyłączone. Koszt asekuracji również nie powinien nastręczać wątpliwości i tak jak przy podatkach wysokość polisy oraz wysokość corocznych premij powinna ulegać stopniowo zmniejszeniu.

Jedynie zmniejszenie wartości może nastręczać niejakie trudności. Urządzenia mechaniczne ulegają niewątpliwie zużyciu, co oczywiście powinno być wzięte w rachubę. Jak długo jakiś agregat pracować może? Odpowiedź na takie pytanie nie nastręcza doświadczonemu inżynierowi żadnych trudności. Znając właściwości pracy instalacyj analogicznych może on względnie dokładnie przewidzieć okres pracy dla każdej maszyny lub kotła parowego. Nierozsądnem byłoby określać okres pracy jakiejś maszyny na lat 5, skoro wiadomo, że podobne instalacje pracować mogą lat 20. Dokładne określenie okresu zdolności do pracy urządzeń maszynowych wymaga poważnego doświadczenia i pewnej inteligencji. W praktyce bardzo często spotykamy wypadki, w których przyjęto tak wysoką stopę amortyzacyjną, że koszt pewnych instalacyj pokryto o 20 lat wcześniej od terminu istotnego wycofania tych instalacyj z ruchu.

8. Wzajemna wymiana mocy.

Wymiana wyprodukowanej energji mechanicznej pomiędzy poszczególnemi zakładami przemysłowemi przyjęła się na dobre i wykazała szereg korzystnych właściwości ze stanowiska ciągłości pracy, zmniejszenia wymiarów niezbędnych urządzeń rezerwowych, uniezależnienia pracy siłowni od chwilowych zmian w obciążeniu i t.p.

Rzadko jednak napotkać można stosowanie tego systemu w stosunkach pomiędzy siłowniami okręgowemi a poszczególnemi wytwórniami. Wielu techników zwracało uwagę na celowość takiej wymiany. Przeszkodą do realizacji zamiarów był jednak opór lub obojętność ze strony kierownictwa siłowni okręgowych. Należy przypuszczać, że kierownikom siłowni zabrakło samodzielnego sądu o rzeczy.

Pod tym względem zasługuje na uwagę wystąpienie jednego ze znanych przemysłowców i techników Elektrownianych na ostatnim zjeździe NELA. (National electric Lighting Association w Atlantic City). Referent stwierdził, że stalownie w okręgu m. Chicago rozporządzają łącznie mocą z ainstalowaną 300000 *kW* z czego zaledwie 3500 *kW* pobierają z siłowni okręgowych. Z obliczeń referenta wynika, że przy wprowadzaniu racjonalnej wymiany energji udział siłowni okręgowych w pokryciu zapotrzebowania mógłby wzrosnąć do 100000 *kW*. W zamian siłownie pobieracby mogły, w razie potrzeby, z sieci stalowni ok. 50000 *kW*, które obecnie produkują we własnym zarządzie, nie mając w końcu tygodnia żadnego na nie pokrycia w zapotrzebowaniu. Referat podkreśla, że warunki miejscowe zachęcają do przeprowadzenja bliższych badań tej sprawy, gdyż wzajemne porozumienie przyczynić się w znacznej mierze może do dalszego rozwoju przemysłu elektrownianego, gazowego i stalowego.

Chociaż referat ogranicza swe uwagi do stalowni, co czyni prawdopodobnie ze względu na znaczenie tego przemysłu w okręgu m. Chicago, istnieje oczywiście szereg gałęzi przemysłu posiadających nie mniejsze lokalne znaczenie, a rozporządzających znacznym nadmiarem energji.

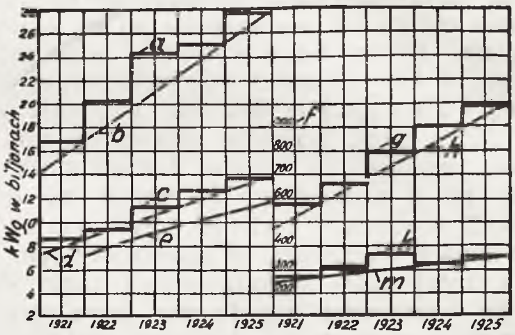
Niejeden większy zakład przemysłowy skutecznie współzawodniczyć może z miejscową siłownią. Bardzo jest prawdopodobne, że wymiana energji pomiędzy siłowniami a wytwórniami opłacać się będzie nietylko w zakresie wielkiego przemysłu, lecz we wszystkich tych wypadkach, kiedy doprowadzić może do zmniejszenia wydatków na paliwo oraz obniżenie kosztów na niezbędne w przeciwnym razie urządzenia zapasowe.

9. Widoki powodzenia dla mniejszych siłowni.

Współzawodnictwo spowodowało zwrócenie szczególnej uwagi na obniżenie kosztów własnych, gdyż cen podnosić nie było można. Wytwórnie zwróciły uwagę na swe siłownie i przez zmodernizowanie odpowiednich urządzeń osiągnęły bardzo pomyślne wyniki, które charakteryzuje szereg liczb poniższych z życia St. Zjedn. Am. Północnej w okresie 1921—1925.

W okresie tym produkcja siłowni okręgowych wzrosła z 37.000.000.000 do 59.500.000.000 *kWh*. Wzrost stanowi 61% w ciągu pięciu lat. W tym samym okresie dochód brutto siłowni wzrósł o 55%. Dla całokształtu przemysłu elektrownianego są to wcale pomyślne wyniki. Bardzo jednak ciekawe są liczby charakteryzujące wpływy brutto za *kWh* z podziałem na oświetlenie i energję. W r. 1921 zużyto 8.500.000.000 *kWh* na oświetlenie (łącznie z oświetleniem i potrzebami mieszkań), osiągając wpływ brutto Doll. 570.500.000. W roku 1925 potrzeby w tym kierunku wzrosły, dochodząc do 13.670.000.000 *kWh* i wpływów brutto Doll. 988.000.000. W zakresie oświetlenia zatem zastosowanie elektryczności wzrosło o 61% a odnośne wpływy o 73%.

W zakresie zużycia energji elektrycznej, w którym poważnie wpływało współzawodnictwo siłowni przemysłowych działo się trochę inaczej. W roku 1921 dostarczono 16.730.000.000 *kWh* energji za Doll. 267.800.000. W roku 1925 zużyto 27.867.000.000 *kWh* za Doll. 349.000.000. Zużycie więc energji elektrycznej wzrosło w czasie pięciu lat 66%, dochody jednak powiększyły się zaledwie o 30%.



a) Prąd zużyty na napęd silników w kWg stanowił przeciętnie 56%.
b) Wzrost zużycia prądu w kWg do napędu silników.
c) Prąd zużyty na oświetlenie w kWh stanowił przeciętnie 75%.
d) Wzrost zużycia prądu w kWh na oświetlenie.
e) Straty w przewodach w kWh stanowiły 19%.
f) Dochody brutto siłowni okręgow. w Dolarach
g) Dochody z prądu zużytego na oświetl. 64%
h) Wzrost dochodów brutto za prąd na oświetlenie.
k) Dochody z prądu zużytego na napęd silników 26%
m) Wzrost dochodu brutto za prąd na napęd silników.

Rys. 1.

Przeciętna cena *kWh* sprzedawanej na potrzeby energji mechanicznej wynosiła 1,6 centów, podczas gdy w r. 1925 spadła do 1,25 centów. Zniżka cen w okresie pięcioletnim wyniosła 22%.

Rozwój siłowni okręgowych w omawianym okresie czasu przedstawia załączony wykres (rys. 1) Wykres ten nie obejmuje energji zużywanej przez koleje żelazne oraz energji wymienianej przez siłownie okręgowe pomiędzy sobą. Zwraca na tym wykresie uwagę, że krzywe, charakteryzujące zużycie prądu na oświetlenie oraz osiągane z tego źródła wpływy przebiegają zasadnicze równolegle, a nawet zbliżają się do siebie. Krzywa natomiast dotycząca zużycia prądu elektrycznego do napędu silników i osiągane wpływy są względem siebie nierównoległe i oddalają się od siebie.

Dotychczasowy rozwój siłowni okręgowych odbywał się zatem pod silnym wpływem spółzawodnictwa z nielicznemi może, ale dobrze zorganizowanemi siłowniami przemysłowemi średniej wielkości. Odpowiednio do stosowania w siłow-

niach przemysłowych coraz dalej idących ulepszeń instalacyjnych i ruchowych, zyski siłowni okręgowych malały, a wytwórcy pierwszorzędnych urządzeń siłownianych zyskiwali w siłowniach przemysłowych licznych nowych odbiorców.

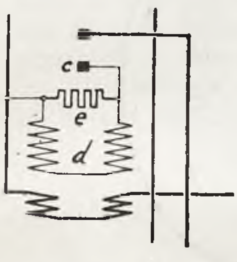
Siłownie okręgowe w Ameryce przyczyniły się znacznie do rozwoju przemysłu i oddały krajowi nieocenione usługi. Dzisiaj posiadają one również odpowiednie pole do pracy, kierunek jednak ich działalności musi się zasadniczo odmienić, gdyż spółzawodnictwo siłowni przemysłowych dawać się będzie coraz silniej we znaki.

BOHDAN GIMBUT (Dąbrowa Górnicza).

Z PRAKTYKI SILNIKÓW ELEKTRYCZNYCH.

1. Częste przebijanie izolacii w cewkach magnesowych.

W pewnej hucie cynkowej powtarzały się od czasu do czasu przerwy w pracy podnośnika elektrycznego, służącego do podnoszenia galmanu. Przyczyną tego było przepalanie się cewek magnesowych w silniku. Podnośnik ten napędzany był silnikiem bocznikowym głównikowanym z biegunami zwrotnemi. Połączenia dokonane były według układu wskazanego na rys. 2.



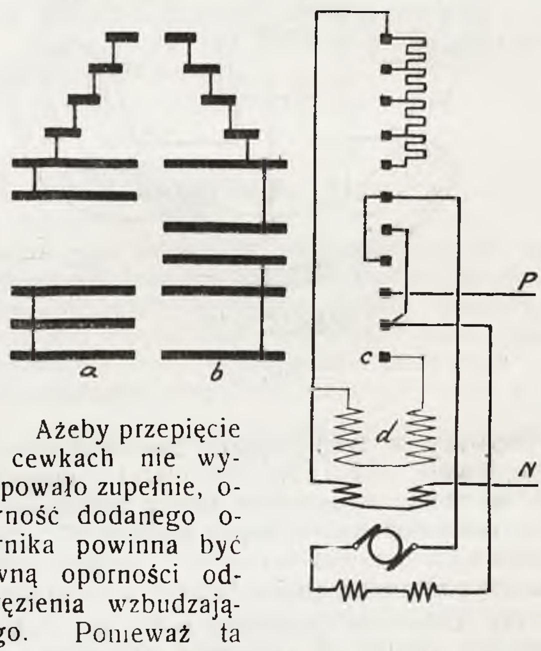
Rys. 1.

Ze schematu widać, że w chwili zatrzymywania silnika ruchomy kontakt *a* względnie kontakt *b* nastawnika schodzi z kontaktu *c*, przez co prąd w odgałęzieniu bocznikowem *d* raptownie zostaje przerwany. Wskutek tego pod wpływem samoindukcji powstaje w cewkach znaczna siła elektromotoryczna, która zazwyczaj przebija izolację pomiędzy zwojami cewek. Prócz tego na rozłączających się kontaktach ukazuje się duża iskra, która jest tem większa, im większa ilość energji z zanikającego pola magnetycznego oddawana jest do sieci. Iskry takie niszczą kontakty.

Wielkość siły elektromotorycznej samoindukcji powstającej przy wyłączaniu i będącej, jak wiadomo, zgodną wówczas co do kierunku z prądem dopływającym do cewek, a działającej w przeciągu bardzo krótkiego okresu czasu, dałaby się pomierzyć galwanometrem ballistycznym. Wielkość podskoku napięcia zależna jest, oprócz od takich czynników, jak liczba zwojów w cewkach, przekrój i długość cewek, przenikliwość magnetyczna żelaza użytego na pieńki magnesowe, także od czasu, w ciągu którego dokonywa się zmiana wielkości strumienia magnetycznego wywołanego przez prąd. Powolniejsze więc wyłączanie zmniejsza przepięcie, wówczas bowiem łuk powstający na kontaktach przedłuża okres wyłączania i przyczynia się do łagodniejszego działania przepięcia.

Przyczynę częstego przebijania izolacji cewek w danym wypadku zupełnie błędnie upatrywano w zwilgotnieniu izolacji, przeciążeniu silnika i t.p. Okoliczność, że izolacja przebijana była niezawsze, należy przypisać temu, że oporność jej po naprawie i przewinięciu cewek była większa, izolacja więc mogła jakiś czas wytrzymywać znaczniejsze podskoki napięcia.

W celu zapobieżenia dalszemu powstawaniu przepięć włączono na stałe równoległe do cewek magnesowych opornik *e* (rys 1). Tym sposobem po przerwaniu dopływu prądu do cewek z sieci były one zamykane własnym obwodem, w którym prąd powstający pod wpływem samoindukcji zanikał.



Rys. 2.

Ażeby przepięcie w cewkach nie występowało zupełnie, oporność dodanego opornika powinna być równą oporności odgałęzienia wzbudzającego. Ponieważ ta ostatnia wynosiła 380 Ω, przy napięciu roboczem 540 *V*, natężenie więc prądu w oporniku odpowiadało 1,4 *A*. Wykonywując opornik, wybrano drut nikielinowy o średnicy 0,2 *mm*, posiadający oporność w 1 metrze bieżącym 13,7 Ω. Ponieważ, jak się okazało, w rzeczywistości drut taki może bezpiecznie wytrzymywać prąd ok. 1 *A* *) zrobiono więc

*) W tablicach znajdujących się w podręcznikach podano, że dopuszczalne obciążenie drutu nikielinowego o tej średnicy wynosi 2—2,25 *A*, bezpośrednie wszakże sprawdzenie wykazało, że drut przy tym prądzie po nawinięciu w zwojnicę przegrzewa się i pęka.

opornik z dwóch równoległych odgałęzień po 760 Ω w każdem. Na każde odgałęzienie zużyto po 55,5 m. b. drutu przez który przepływało po 0,7 *A*. Opór powinien być bezindukcyjny, zwoje więc nawinięto dwunitkowo (bifilarnie).

Nie mając pod ręką drutu opornikowego, możnaby na razie urządzić opornik żarówkowy. Składałby się on z 5 równoległych szeregów żarówek po 3 żarówki w każdym. Żarówki na 180 *V* i 50 *V* w takim układzie dałyby oporność ~89 Ω.

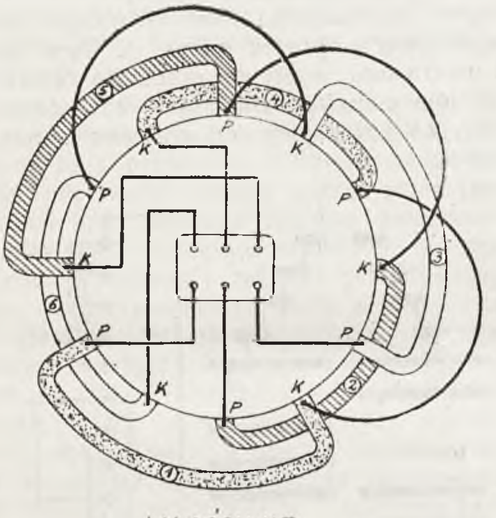
II. Nieruszanie silnika w bieg.

W dwóch jednakowych silnikach trójfazowych asynchronicznych na 1440 *obr./min.* 10 *KM*, 220/380 *V* uzwojone zostały na nowo w warsztacie elektrotechnicznym wirniki i stójniki, poczem na próbę puszczono silniki w bieg bez obciążenia.

stało się oczywistem, że zło tkwić musi w stójniku. Jakkkolwiek obydwa silniki uzwojone były przez tego samego uzwajacza, który zapewniał, że uzwojenie wykonał zupełnie jednakowo, jednakże po rozebraniu silnika i odłączeniu końcówek grup zezwojowych błąd z łatwością dał się wykryć.

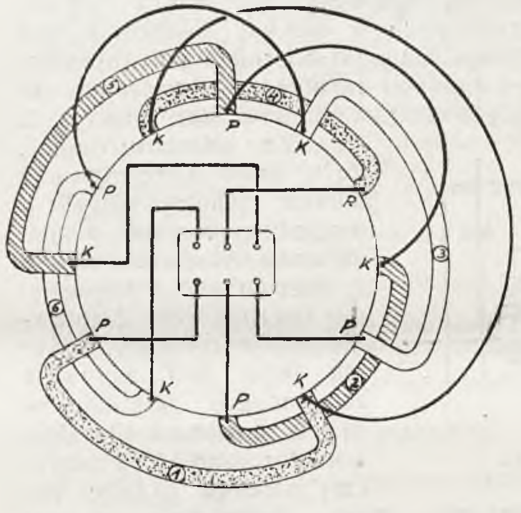
Silnik był cztero-biegunowy, a więc posiadał sześć grup zezwojów czyli dwie grupy na każdą fazę. Skonstatowano, że zaszła omyłka w uzwojeniu jednej z faz, w którem zamiast początek (*p*) jednej z grup (rys. 3) połączyć z końcem (*k*) drugiej grupy, połaczono ze sobą ich końce (rys. 4).

Wskutek tej pomyłki uzwojenie stójnika nie mogło rozwinać wirującego pola magnetycznego, wirnik więc nie obracał się. Po dokonaniu poprawki silnik zaczął pracować dobrze.



WŁAŚCIWIE

Rys. 3.



BŁĘDNIE

Rys. 4.

Pierwszy z tych silników pracował zupełnie poprawnie, drugi zaś nie ruszył z miejsca nawet pomimo przesunięcia rączki rozrusznika w końcowe położenie. Zużycie prądu w stójniku i wirniku było przytem normalne i pozostawało bez zmiany podczas przesuwania rączki rozrusznika.

Gdy dokonane powtórne próby uzwojenia w stojniku i wirniku na zwarcie ze szkieletem, na zwarcie zwojów i na zwarcie faz nie wykazały żadnej wady, dało to do myślenia, że w zwitkach oporowych należących do dwóch w rozrusznika jest przerwa. Spróbowano więc silnik puścić w ruch jako zwarty, łącząc na krótko wszystkie trzy szczotki. Silnik wtedy również nie ruszył, przyczem prąd w stójniku, jak przedtem, nie przekraczał wielkości prądu jałowego (magnesującego). Zło nie leżało więc w rozruszniku.

Wyjęto wówczas wirnik z pierwszego silnika i założono go na próbę do stójnika silnika wadliwego i gdy ten mimo to nie ruszył w bieg,

III. Iskrzenie szczotek w silniku.

W silniku bocznikowym firmy Thomson-Houston na 550 *V*, 52 *KM* napędzającym prądnicę do ładowania akumulatorów elektrowozów kopalnianych nastąpiło przebicie izolacji w uzwojeniu twornikowem. Przyczyną tego była praca silnika ze stałem przeciażeniem, powodującem nadmierne zagrzanie uzwojenia. Ponieważ izolacja okazała się bardzo kruchą i przy odchylaniu nieuszkodzonych zezwojów pękała, zaszła więc potrzeba uzwojenia twornika na nowo. Powierzono tę czynność jednemu z warsztatów elektrotechnicznych na Śląsku.

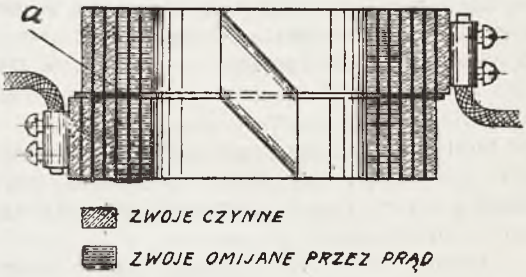
Po uruchomieniu naprawionej maszyny na miejscu pracy, dało się wszakże zauważyć silne iskrzenie szczotek. Iskrzenie to przy biegu jałowym występowało nieznacznie, wzmagało się jednak wraz z natężeniem prądu tak, że już przy obciążeniu mniej więcej połowicznem uniemożliwiało pracę maszyny, gdyż całe snopy trzeszczących iskier tryskały z pod szczotek.

Stosowane zwykle w takich razach środki zmierzające do usunięcia iskrzenia, jak: regulowanie położenia szczotek zapomocą przesuwania, sprawdzanie czy biegun zwrotny ma właściwą biegunowość w zależności od bieguna głównego, badanie uzwojenia twornika na przerwę, statyczne wyważanie twornika, dobieranie szczotek o innej twardości materjału, — niestety sprawy nie poprawiły.

Przyczyna tej niedokładności występującej w tak ostrej formie była niezrozumiałą, gdyż maszyna przed naprawą zupełnie nie iskrzyła.

Gdy następnie przekonano się że twornik uzwojony został prawidłowo, badanie zwrócono w kierunku bieguna zwrotnego (był on w maszynie jeden przy dwóch biegunach głównych.) Jakkolwiek zewnętrzny wygląd owiniętej taśmą cewki niczem nie zdradzał, że może być ona uszkodzoną, natężenie magnesu przytem było dość znaczne, gdyż przyciągał on dość silnie żelazną sztabę, jednakże sprawdzenie oporności cewki zapomocą pomiaru spadku napięcia miliwoltomierzem i pomiaru natężenia prądu przez nią przepływającego wykazało, że oporność cewki była o 50% mniejszą, niż wypadało to z wyliczenia, gdy się wzięło pod uwagę długość i przekrój przewodu w cewce.

Istotnie po rozwinięciu cewki, która utworzona była z płaskownika miedzianego, okazało się, że paski preszpanu izolujące zwoje od siebie były zupełnie zwęglone, co nastąpiło wskutek długo- · łej pracy silnika z przeciążeniem. W miejscu *a* wskazanem na rys. 5 zwoje górnej i dolnej warstwy stykały się ze sobą, gdyż przekładka izolacyjna między niemi była zwęglona, część



Rys. 5.

więc cewki zakreskowana na rysunku poziomo była przez prąd omijaną, a zatem liczba aperozwojów o połowę się zmniejszyła.

Zwarcie nastąpiło prawdopodobnie podczas transportu silnika do naprawni lub z naprawni, przy którym od wstrząśnień nastąpiło rozkruszenie izolacji i złączenie zwojów w cewce.

Wyjaśniło to, dlaczego silnik po naprawie nagle zaczął iskrzyć.

KRONIKA TECHNICZNA.

1. ŁATWY SPOSÓB BADANIA SMARÓW.

Mniejsze zakłady przemysłowe nie mogą nieraz przeprowadzać dokładnych badań smarów wobec braku odpowiednich przyrządów i należycie wykwalifikowanego personelu. Badanie smaru ogranicza się w tych warunkach do ustalenia zabarwienia, przejrzystości, zapachu i spoistości smaru przez rozcieranie próbki smaru na ręku. Polecić można pewien prosty a jednak mało rozpowszechniony sposób, pozwalający ustalić czystość smaru i porównanie nowej partji dostawy z próbką złożoną przy ofercie, mianowicie tak zw. próbę plamy.

W tym celu zapomocą pałeczki szklanej wprowadzamy kroplę smaru na twardy papier filtracyjny, na którym kropla się powoli rozpływa. W jasnych i dość ciekłych olejach — ciemniejsza plamka środkowa o wymiarach pierwotnej kropli smaru świadczyłaby o zanieczyszczeniach, jakie smar zawiera. Smar czysty wytworzyć powinien plamę jednobarwną i o jednakowej przejrzystości. Czarne punkciki świadczą o obecności zanieczyszczeń składających się z asfaltu lub smoły. Większe ciemne plamy z jaśniejszą od środkowego tła obwódką dowodzą obecności asfaltu miękkiego i domieszek żywicznych. Czasami obserwować można cztery koncentryczne coraz jaśniejsze ku obwodowi koła. Dowodzą one obecności różnych wyżej wymienionych domieszek.

Przy badaniu gęstych smarów lub smarów cylindrowych albo tłuszczów stałych papier filtracyjny położyć należy na gorącej powierzchni. Po umieszczeniu smaru lub tłuszczu (w wielkości ziarnka grochu) na papierze obserwować będziemy jak łatwiej topliwe jego części rozlewać się będą po powierzchni papieru. Zanieczyszczenia wytworzą większe skupienia w postaci kropli. Obecność lepkich lub smolistych pozostałości źle świadczy o wartości badanego smaru lub tłuszczu.

2. ZABEZPIECZENIE SILNIKÓW ELEKTRYCZNYCH OD OGNIA.

Bezpieczeństwo ogniowe maszyn elektrycznych ściśle związane jest z przewietrzaniem tych maszyn. Zależy ono również w niemałym stopniu o elektrycznego ich bezpieczeństwa. Przy włączaniu większych turbozespołów bezpośrednio do linji bez jakichkolwiek bądź urządzeń do automatycznego wyłączania na wypadek wewnętrznych uszkodzeń bardzo często dochodziło do zniszczenia uzwojeń skutkiem wadliwego obciażenia poszczególnych faz lub uziemienia, zanim można było zatrzymać maszyny lub nawet wyłączyć je z sieci. Zaopatrzenie wytwórnic w przekaźniki różnicowe, wyłączające maszyny z obwodu i neutralizujące pole w wypadku uszkodzenia izolacji, stanowiło o znacznej poprawie w kierunku automatycznego zabezpieczenia tych maszyn od pożaru. Urządzenie to nie daje coprawda całkowitego zabezpieczenia od pożaru, znacznie jednak zmniejsza możliwość jego powstania.

Olbrzymia ilość powietrza potrzebnego do chłodzenia większego turbozespołu nie pozwala zabezpieczyć maszyny od kurzu, o ile powietrze pobierane jest zzewnątrz. Choć przypadająca na jednostkę objętości powietrza ilość

kurzu wydawać się może nieznaczną, w ciągu szeregu miesięcy zbierać się będzie w maszynie znaczna ilość zanieczyszczeń. Jeżeli niewielka ich nawet część osiada na uzwojeniach maszyny wraz z cząsteczkami smarów i innych oparów, które przenikać tam mogą, w bardzo krótkim czasie nastąpią warunki bardzo podatne do powstania pożaru pomimo wszelkich zabezpieczeń maszyny. — Chłodzenie powietrza obiegowego i ponowne wprowadzanie go do obiegu stanowi o dalszym postępie w zabezpieczaniu maszyn elektrycznych od pożarów. W tym wypadku bowiem ilość kurzu jaka do maszyny przenikać może istotnie jest ograniczona, w razie zaś pożaru ilość powietrza podtrzymującego proces palenia jest niewielka, gdyż wynosi tyle tylko ile stanowi pojemność obwodu przewietrzającego. Tego powietrza wkrótce zabraknie i proces palenia się zaniknie.

Pomimo to wszystko pozostaje jeszcze szereg potrzeb niezaspokojonych. Najlepszym sposobem zapobiegania pożarom będzie uniemożliwienie powstania ognia. Jedynym w tym kierunku środkiem będzie jak się wydaje zastosowanie do przewietrzania maszyn substancyj nie podtrzymujących palenia. Z chwilą gdy ogień powstanie, nawet w wypadku kiedy posiadamy automaty gaszące, zanim temperatura maszyny podniesie się o tyle, by automat zaczął działać, pożar spowodować może poważne zniszczenia. Ogien powstały w uzwojeniach rozprzestrzenia się np. bardzo szybko po całej maszynie.

Przy automatach zachodzi zawsze możliwość wprawienia ich w ruch w wypadkach, kiedy nie są one potrzebne. Jeżeli do gaszenia ognia służy przytem woda, uzwojenie maszyny zostaje zalane i musi być następnie suszone w ciągu dłuższego czasu, a nieraz nawet maszyna wymagać może przewijania. Wogóle każdy praktyk ma w tym wypadku wrażenie, że uzwojenie jest zniszczone, jeżeli nie przez ogień, to przez wodę. Jeżeli do gaszenia stosowany jest gaz bierny, jedyną stratą w razie wprowadzenia go do maszyny bez potrzeby, będzie strata pewnej ilości gazu. Ponieważ automaty mogą w ciągu kilku lat nie mieć okazji do działania, zachodzi obawa, że nie będą one w należyty sposób podtrzymywane, o ile brak w zakładzie ścisłego dozoru i kontroli. Jeżeli natomiast do chłodzenia maszyn stale będziemy używać gazu, który nie podtrzymuje palenia się, potrzeba gaszenia pożaru odpadnie całkowicie. Pożar bowiem w normalnych warunkach wogóle powstać nie może. Uszkodzenie uzwojenia może być tylko miejscowe i jako takie jest łatwe do usunięcia w szybkim czasie. Z tego względu zapoczątkowane zostały próby stosowania przy przewietrzaniu maszyn elektrycznych różnych biernych wobec procesu palenia się gazów. Idą one w kierunku zaspokojenia bardzo żywo odczuwanej potrzeby zapewnienia bezpieczeństwa pracy maszyn elektrycznych. Brak tego bezpieczeństwa spędza bowiem sen z powiek niejednemu z techników przemysłowych.

3. POSTĘPY W ELEKTRYFIKACJI NIEMIEC.

Wytwarzanie energji elektrycnej oraz ilość centrali elektrycznych silnie wzrosły. W 1913 Niemcy liczyły 13 elektrowni produkujących po 20000 *kW* lub więcej. W 1917 r. było ich 39, a w końcu 1925 aż 80, Wzrost wynosi 515%.

Moc zainstalowana elektrowni wynosiła 2000000 *kW* w 1913 r., przeszło 3000000 w 1922 i prawie 6000000 w 1924 roku. Wzrost stanowił 184%. Sprzedano energji (w miljonach *kWh*) 4061 w 1913 r. i 11521 w 1924 r. — Wzrost 184%.

Należy zwrócić uwagę na tendencję w kierunku zjednoczenia przemysłu elektrycznego. Miarodajni w środowisku zawodowem autorzy przepowiadają, że w ciągu najbliższego dwudziestolecia cały przemysł znajdzie się pod wpływami rządu w taki sam sposób, jak to się już obecnie stało w zakresie komunikacji kolejowej i pocztowej. Dążenie do ujednostajnienia zarządu i kierownictwa przejawia się w postaci nabywania przez poszczególne państwa rzeszy poważnych udziałów większych przedsiębiorstw elektrycznych.

4. AMERYKAŃSKIE JEDNOSTKI POMIAROWE.

1 mechanical horse power odpowiada

33 000 *ftx — lb* (stopofuntom) na minutę

lub 550 *ftx — lb* na sekundę = 76,07 *kgm/s* = 1.014 *KM/sek* = 0,1783 *Kcal/sek*

1 boiler horse power odpowiada

33479 B. t. u. (na godz.), czyli 8436,708 *Kcal/godz*

Wielkość tej ostatniej jednostki ustalona została, jako ilość ciepłostek niezbędnych do odparowania 30 *lb* (13.608 *kg*) pary z wody przy 100° F (37.78° C) pod ciśnieniem 70 *lb* na cal kwadr. (4.922 *atn*). W następstwie wobec stwierdzenia, że założenia powyższe zbyt daleko odbiegają od rzeczywistości, określenie tej jednostki zmieniono w sposób następujący. Przyjęto za jednostkę ilość ciepłostek, potrzebnych do odparowania 34.5 *lb* (16.649 *kg*) pary z wody przy 212° F (100° C) pod ciśnieniem 1 *atn*; stąd pochodzi określenie „*from and at 212 deg*". Odparowalność rzeczywistą przeliczano na odparowalność normalną, sprowadzając w ten sposób liczby otrzymane w warunkach rzeczywistych od pewnego jednolitego miernika[1]).

Pozatem opierając się na luźnej obserwacji, że każdy kocioł przejmuje w normalnych warunkach na każde 10 st. kw. (0.029 m^2) pow. ogrzewanej ilość ciepłostek, odpowiadającą *1 boiler h. p.*, zaczęto zapomocą tej jednostki, charakteryzującej zmienne w zasadzie obciążenie kotła (*load*) określać jego normalną wydajność (*rating*). Dzieląc mianowicie powierzchnię ogrzewalną kotła wyrażoną w stopach kwadratowych przez 10, ustalono w ten sposób liczbę jednostek *boiler horse power* charakteryzującą dany kocioł

Jednostka *boiler horse power*, jako jednostka uniwersalna, określająca rzekomo jednocześnie obciążenie i wydajność kotła parowego nie jest jednostką realną.

W chwili obecnej znajduje się w dyskusji propozycja następujących jednostek:

jednostki wielkości kotła: pow. ogrzewana w *st. kw.* (0.0929 m^2)

jednostki obciążenia kotła: K. B. t. *u/godz.* (252 *Kkal/godz*).

jednostki wydajności kotła $\frac{\text{K. B. t. } u/godz.}{\text{pow. ogrz. w st.}} = 2712{,}54 \left(\frac{Kkal, godz.}{m^2}\right)$

[1]) Kocioł który w ciągu 1 godziny i z powierzchni ogrzewanej 1 m odporowywuje 34.5 *lb* (15.649 *kg*) pary pod ciśnieniem 1 atn. z wody przy temperatur e 100° C nazywa się hasłem pracującym z wydajnością „*100% rating*"

Istotna wydajność kotłów dochodzi obecnie do 500%—600% *rating*, przeciętnie zaś wynosi od 150% do 300% *rating*.

5. WYDAJNOŚĆ KOTŁÓW PAROWYCH.

Wobec dążenia do obniżenia kosztów inwestycyjnych wydajność kotłów parowych stale w ostatnich czasach wzrasta. Stwierdzono, że przy przenoszeniu ciepła w drodze promieniowania 1 m^2 powierzchni ogrzewanej przenosić może w ciągu godziny od 100000 do 180000 *Kcal* (1200% do 2100% *rating*). Sa to prawdopodobnie wielkości graniczne. Natomiast nowobudowane koszty obliczone są na przenoszenie ok. 50.000 *Kcal* na $m^2/godz.$ (500 do 500% *rating*).

Dopuszczalne obciążenie kotła zależy przedewszystkiem od właściwości wody zasilającej. Tak wysokie przewodnictwo ciepła może być urzeczywistnione jedynie przy czystych powierzchniach grzejnych i przy czystej wodzie zasilającej. Większe obciążenia kotła decydują o przyspieszonem odparowaniu wody i zagęszczaniu zawartych w niej domieszek. Nawet przeto przy stosowaniu wody pozbawionej soli tworzących osad kotłowy, następuje zagęszczenie zawartych w niej soli rozpuszczalnych, co powoduje pienienie się wody w kotle.

Czystą wodę zasilającą posiadają jedynie instalacje zaopatrzone w powierzchniowe kondensatory i dystylowaną wodę dodatkową. Należy jednak i w tym wypadku unikać nieszczelności kondensatora. W przeciwnym razie sole rozpuszczalne w wodzie i sole dające początek osadom przenikać mogą do kotła bez przeszkody.

W wielu zakładach przemysłowych większe ilości pary używane są w celach przerobowych. Zachodzi tam potrzeba dodawania większych ilości świeżej wody, których ewaporatory dostarczyć nie mogą. Z konieczności przeto kotły zasilane są surową wodą. Zjawia się konieczność starannego czyszczenia wody zasilającej od soli tworzących osady. Sole rozpuszczalne w wodzie nie mogą być całkowicie z niej usunięte. Zagęszczenie tych soli w kotle zmusza do częstego przedmuchiwania kotłów. Zapobiega to wprawdzie pienieniu się wody, naraża jednak na poważne straty cieplne.

Powstanie osadów lub wysoka alkaliczność wody ogranicza przeto dopuszczalne obciążenie kotła. Z tych to względów zakłady zużywające większe ilości wody świeżej ograniczają obciążenie kotłów do 30000 *Kcal* (300% *rating*) z m^2 *godz.* pow. ogrzewanej.

Rozważania powyższe dowodzą znaczenia, jakie posiada zmiękczanie wody zasilającej. Ograniczanie obciążenia kotłów prowadzi do instalowania kotłów większych wymiarów, a więc zwiększa koszty instalacyjne. Technicy przemysłowi powinni jaknajwięcej uwagi tym zagadnieniom poświęcać, licząc się z tem, że źle oczyszczona woda zasilająca zmusza do instalowania kotłów większych wymiarów, a więc przyczynia się do zwiększenia wydatków.

PRZEGLĄD KSIĄŻEK I PISM.

1. Inż. Edmund Chromiński. Kotły parowe i ich obsługa. Podręcznik dla palaczy i kierowników zakładów przemysłowych. Wydanie drugie, uzupełnione. Kraków 1927.

W polskiej literaturze technicznej z zakresu kotłów po wyczerpaniu pierwszego wydania książki prof. Chromińskiego brak było podręcznika, któryby w sposób zwięzły zaznajamiał z kotłami i ich obsługą, uwzględniając postęp w technice kotłowej. Z radością należy więc powitać pojawienie się drugiego, uzupełnionego wydania tej książki.

Trzeba przedewszystkiem podkreślić, że autor miał niełatwe zadanie do spełnienia: pisał bowiem książkę „dla palaczy i kierowników zakładów przemysłowych" — jak głosi tytuł. Dobrze zaś sobie zdajemy sprawę z tego, jak wielką jest rozpiętość w zasobach wiedzy tych kategoryj pracowników przemysłu. Danie książki, którąby chętnie i z łatwem zrozumieniem czytał palacz i w którejby kierownik zakładu przemysłowego znalazł wiele ciekawych wiadomości z rozwoju techniki kotłowej i cenne wskazówki z dziedziny ruchu kotłowni, wyboru kotła, jego konserwacji jest celem, który ma spełnić podręcznik prof. Chromińskiego.

Książka podzieloną jest na trzy części.

W pierwszej zaznajamia autor czytelników z zasadniczemi pojęciami, z któremi stykamy się w technice kotłowej. W zwięzły sposób podaje szereg wiadomości o miarach, wagach, temperaturze, cieple, prężności i próżni, parze wodnej, paliwie i spalaniu. Wyjaśnienia podane w przystępnej formie wskazują, że zarówno tę część książki jak i trzecią (obsługa kotłów) poświeca autor szczególnie palaczom, że mają one stanowić podstawę ich wiadomości. Jednak tu przy omawianiu własności pary wysokoprężnej zaznacza się dążenie autora do szerszego ujęcia książki, dając pogląd na obecne prądy w technice kotłowej.

Część drugą p.t. „Kotły parowe" rozpoczyna autor podaniem określeń, co należy rozumieć pod nazwą; kocioł parowy, prężność robocza, powierzchnia ogrzewalna. Następnie autor opisuje przebieg pracy kotła i omawia części składowe i zasady budowy kotłów szczególnie uwzględniając sposoby połączeń blach. Wskazuje na nowe dążenia w budowie kotłów przedewszystkiem wysokoprężnych, w dziedzinie stosowania specjalnych materjałów i nowych sposobów łączeń blach (spawanie, wykuwanie walczaków) W tej części należałoby wyraźniej oznaczyć rodzaj blach stosowanych do budowy kotłów a przy omawianiu dennic podkreślić niebezpieczeństwo stosowania dennic niezakotwionych o małej wypukłości.

W następnym rozdziale omawia autor różne ustroje kotłów, podając nietylko ich opisy, lecz także omawiając ich zalety i wady. W sposób wyczerpujący są tu opisane ustroje kotłów nowoczesnych. Jakkolwiek autor w końcu tej części książki umieścił osobny rozdział o wyborze kotła, gdzie podaje ogólne wskazówki o zastosowaniu kotłów, byłoby jednak wskazanem, by przy omawianiu poszczególnych ustrojów były szerzej podane cechy charakteryzujące dany ustrój.

Następne rozdziały zawierają wiadomości o osprzęcie kotłów zarówno ze stanowiska wymogów stawianych przez obowiązujące przepisy prawne jak i nowych dążeń. Należałoby tu, względnie w trzeciej części, podać opis często spotykanych, prostszych uszkodzeń pomp parowych

i smoczków, które palacz powinien umieć łatwo znaleźć im za obiedz.

Cel i sposoby wykonania obmurza, działanie komina, budowa palenisk są treścią następnych rodziałów. Omawia tu autor szereg typów palenisk, uwzględniając nowe konstrukcje z zastosowaniem podmuchu powietrza i na pył węglowy. Tu jednak jak i w następnych rozdziałach o podgrzewaczach wody, przewodach parowych brak wskazówek, któreby mogły pomóc kierownikowi zakładu przemysłowego przy wyborze paleniska nowego urządzenia kotłowego lub przy usunięciu wad instalacji istniejącej.

Słusznie dłużej zatrzymuje się autor nad zagadnieniem czyszczenia i zmiękczania wody zasilającej, zwracając uwagę czytelnika nie tylko na ważność tego zagadnienia, lecz także ostrzegając go przed licznemi, reklamowanemi tajemniczemi środkami, mającemi chronić kocioł przed tworzeniem się kamienia kotłowego.

W końcu tej części książki znajdujemy w kilku rozdziałach szereg wskazówek co do ustawiania przewodów parowych, budowy kotłowni, opis ważniejszych uszkodzeń kotłów i zestawienie urządzeń pomocniczych, służących do kontroli ruchu kotłowni. Rozdział o wyborze kotła daje ogólne wytyczne, któremi kierować się należy przy ocenie pewnego ustroju.

Część trzecia jest poświęconą obsłudze kotłów. Zebrane tu wskazówki pozwolą palaczowi na dokładne zrozumienie ciążącej na nim odpowiedzialności a także na sumienne spełnianie swych obowiązków.

Treść książki ilustrowana jest 350 rysunkami dobrze, a w wielu wypadkach szczegółowo opracowanemi tak, że w rozwiązaniu wielu zagadnień (np. obmurowania) kierownicy zakładów przemysłowych mogą się na nich wzorować. Należałoby tylko poprawić wadliwe umieszczenie podpór kotła dwupłomienicowego na rys. 46, co prawdopodobnie uszło uwagi autora, gdyż on sam, omawiając uszkodzenia kotłów, ostrzega: „Przy kotłach długich, źle podpartych lub źle zawieszonych następuje odkształcenie całego kotła w kierunku jego osi. Objawia się to także i w tem, że wtedy szwy poprzeczne stają się nieszczelne. W tych wypadkach nie wystarczy doszczelnienie szwu lecz kocioł należy przemurować i odpowiednio podeprzeć". Łapy podtrzymujące powinny być umieszczone tak, by nie wywołać tych uszkodzeń, a więc należy je ustawić tuż przy szwach poprzecznych, pod blachami, których brzegi wychodzą na zewnątrz.

Całość tworzy podręcznik, który powinien znaleźć się w rękach wszystkich palaczy i w bibljotekach kierowników zakładów przemysłowych. Należeć on będzie do tych książek pożytecznych, do których po przeczytaniu często zaglądamy, szukając odpowiedzi na zagadnienia, stawiane przez życie.

St. Ch.

Adam Trojanowski. Słownik tkacko-wykończalniczy w pięciu językach. Warszawa, 1927. Kasa im. Mianowskiego.

Autor szeregu prac poświęconych przemysłowi włókienniczemu ogłosił ostatnio słownik tkacko-wykończalniczy, zawierający terminologję przedmiotu w językach: polskim, angielskim, francuskim, niemieckim i rosyjskim.

Na dwustu przeszło stronicach tekstu słownika znajdujemy przedewszystkiem część polsko-angielsko-francusko-niemiecko-rosyjską, następnie zaś szereg skorowidzów umożliwiających odszukanie polskiego odpowiednika poszczególnych terminów obcojęzycznych.

Pracę cechuje fachowe i nader sumienne opracowanie, staranna szata graficzna i dogodny w użytku format

Słownik zasługuje ze wszech miar na szerokie rozpowszechnienie. Powinien on przyczynić się do ujednostajnienia panującej u nas wielojęzycznej gwary w zakresie terminologji technicznej.

W dalszych wydaniach, które niewątpliwie wkrótce okażą się potrzebne, należałoby może uwzględnić ilustrowanie treści słownika na podobieństwo znanych słowników technicznych Schlomanna-Oldenbourga.

3. Spawanie i cięcie metali. Organ Związku Polskiego Przemysłu Acetylenowego i Tlenowego. Warszawa, styczeń, 1928.

Na treść tego pierwszego zeszytu nowego wydawnictwa składają się prace następujące: Słowo wstępne. O zadaniach Związku Polskiego Przemysłu Acetylenowego i Tlenowego. Zadania kierownika spawalni. Budowa wagonów osobowych spawanych. Znaczenie spawania w przemyśle naftowym. Spawanie w budownictwie żelaznem. Warunki ekonomicznego cięcia metali tlenem. Własności karbidu przemysłowego. Spawanie zbiorników aluminjowych w lotnictwie i inne.

Związek Polskiego Przemysłu Acetylenowego i Tlenowego powstał w końcu ub. r.

Celem Związku jest wszechstronne popieranie przemysłu acetylenowego i tlenowego w Polsce. Związek nie ma na widoku osiągnięcia bezpośrednich korzyści materjalnych na drodze regulowania cen, koncentracji, produkcji i t. p. i pozostawia swym członkom nieograniczoną swobodę konkurencji na polu handlowem. Celem związku jest rozszerzenie zastosowań technicznych nowej metody obróbki metali, które w konsekwencji doprowadzi do rozwoju przemysłu acetenowo-tlenowego. Związek jest przeto zrzeszeniem społecznem dla pracy na polu naukowo-technicznem. W zrozumieniu znaczenia spawania i cięcia metali zapomocą palnika acetylenowego wszędzie na zachodzie powstały Związki Acetylenowe. Zadaniem ich jak i polskiego związku jest popieranie podstaw naukowych nowych metod obróbki metali zapomocą spawania, przez wydawanie odpowiedniej literatury fachowej, szkolenie spawaczy i personelu technicznego, popieranie prac badawczych dotyczących materjałów i urządzeń spawalniczych oraz mechanicznych właściwości połączeń spawanych i rentowności nowej metody.

Równolegle związek traktować będzie sprawę współpracy z władzami przy ustalaniu norm dotyczących obrotu, stosowania i przechowywania acetylenu i tlenu, opracowywania wykonawczych norm technicznych ze stanowiska bezpieczeństwa wykonywanych konstrukcyj, przy nadzorze nad zakładami przemysłowemi, stosującemi spawanie, sprawę porad technicznych i ekspertyz w razie nieszczęśliwych wypadków.

Zrzeszenia narodowe utworzyły Międzynarodowy Związek Acetylenu, Spawania i Pokrewnych Dziedzin Przemysłu.

Polska pod względem konsumpcji karbidu stoi na piątem miejscu w Europie i nie posiadała dotychczas żadnej organizacji fachowej. Obecnie czynne są dwa oddziały związku: w Warszawie — przy ul. Hortensji 6 i w Katowicach — przy ul. Pocztowej 16. W Katowicach zostaną wkrótce otwarte kursy dla spawaczy, w Warszawie takie same kursy zorganizowane będą w porozumieniu z Towarzystwem Kursów Technicznych. Związek założony został przez karbidownie i tlenownie polskie i jest przez nie subsydjowany.

Do zarządu Związku, na okres organizacyjny zostali wybrani. Prezes dr. A. Sznerr (Tow. Perun, Warszawa), wicepr. dyr. H. Postulka (Zjedn. Fabr. Gazów Przem. Wełnowiec); członkowie—inż. J. Pobóg-Krasnodębski (Centralne Biuro Karbidowe, Katowice), inż. Stattler (Państw. Fabr. Zw. Azotowych Chorzów), dyr. Stankiewicz (Modrzejowskie Zakł. Górn. Hutn.) inż. Domański (Fabr. Gaz, Trzebinia) i dyr. Dziembowski (Pom. Fabr. Tlenu Bydgoszcz).

NOWE WYDAWNICTWA

H. Czeczott. prof. Ak. Górn. Sortownictwo węgli kamiennych. Warszawa 1927. Odbitka z Przeglądu Technicznego.

R. Marjański. Praktyczny podręcznik dla palaczy kotłów parowych. Bibljoteka Techniczno-Naukowa Fiszera. Łódź-Katowice, 1927. Ludwik Fiszer.

A. Trojanowski. Słownik tkacko-wykończalniczy w pięciu językach. Warszawa 1927, Kasa im. Mianowskiego.

Materjały opałowe i wyrób brykietów.
Bibljoteka Techniczno-Naukowa Fiszera. Łódź 1920. L. Fiszer.

Rocznik. Rok IV.
Bibljoteka Wyższej Szkoły Handlowej w Warszawie. 1927. Nakładem W. S. H,

Treść rocznika:

M. Chmielewski. Cech ślusarski i puszkarski w Warszawie w XVIII wieku.

A. Grodek. Pieniądze papierowe podczas insurekcji 1794 roku.

W. Ludkiewicz. Kwestja robotnika rolnego na Wileńszczyźnie.

Z. Łopieński. Przemysł bronzowniczy w Warszawie.

T. Rychliński. Gildje budowlane w Wielkiej Brytanji.

A. Zawadzki. Spór o teorję kwantytatywną w świetle doświadczeń gospodarczych Anglji w początkach XIX wieku.

Rocznik IV Polskiego Związku Przemysłowców Metalowych, pod redakcją S. I. Okolskiego Warszawa 1927. Nakładem Związku.

II POLSKI ZJAZD NAUKOWEJ ORGANIZACJI.

Zjazd odbędzie się w Warszawie w dn. 4—6 maja b. r. Tematy obrad ogłosiliśmy w poprzednim zeszycie T. C. na str. 34. Zgłoszenia uczestników przyjmuje Sekretarjat Zjazdu (Warszawa, Mokotowska 51/53) który ogłosił poniższą ankietę i zaprasza do nadsyłania odpowiedzi lub dłuższych referatów przed dn. 25 marca b. r.

ANKIETA II POLSKIEGO ZJAZDU NAUKOWEJ ORGANIZACJI.

1. Jakie zagadnienia z zakresu organizacji pracy ludzkiej lub procesów wytwórczych na terenie działalności Pana były badane w celu: powiększenia produkcji, uproszczenia wykonania, lepszego wyzyskania czasu, zmniejszenia rozchodu materjałów, i innych środków wytwórczych?
Wyszczególnić te zagadnienia.

2. Jakie metody stosowano przy powyższych badaniach: np. chronometraż, zestawienia statystyczne z wyników poprzednich i t. p.

3. Jakie czynniki (warunki) badano przy poszczególnych zagadnieniach i jakie z nich miały największy wpływ.

4. Czy na podstawie uprzednich badań układano plany, programy lub instrukcje do wykonania?
Wyszczególnić dla jakich czynności lub procesów wytwórczych plany takie układano.

5. Jakie metody stosowano przy układaniu planów? Czy próbowano układać plany metodą harmonogramów?

6. Z jakiemi trudnościami spotykano się przy układaniu planów.

7. Jakie trudności napotykano przy wykonywaniu z góry ułożonych planów?

8. Jakie ulepszenia wprowadzono w metodach kontroli produkcji, użytego czasu i wogóle procesów wytwórczych?

9. Czy próbowano zastosować lub zastosowano graficzną metodę kontroli Gantta?

10. Do jakich zagadnień ją zastosowano, jakie trudności przy tem spotkano i jakie osiągnięto wyniki?

11. Jeżeli zastosowano do kontroli wykresy Gantta, to na podstawie czego ustalano wzorce?

12. Jakie wyniki osiągnięto przy poszczególnych zastosowaniach ulepszonej organizacji?
Przytoczyć o ile możności dane cyfrowe.

13. Jakie zagadnienia techniczne, dotyczące urządzeń, narzędzi lub warunków pracy, wyłoniły się przy badaniach lub przy wykonaniu nakreślonych nowych planów?

14. Jakie wyłoniły się zagadnienia, dotyczące fizjologji, psychologji i higieny pracy?

15. Jakie reformy w organizacji kierownictwa trzeba było wprowadzić w celu wejścia na drogę nowych metod organizacji?

16. Czy badania i planowanie wykonywa specjalna osoba, czy biuro specjalne, czy też robi to zwykły personel kierowniczy?

17. Jakie zagadnienia z zakresu działalności, z którym Pan się styka, uważa Pan za najważniejsze, do których najpierw trzebaby zastosować racjonalne metody organizacji?

18. Jakie specjalne trudności przedstawia przemysł lub działalność, z któremi Pan się spotyka, w zastosowaniu metod naukowej organizacji?

19. Czy nie spotykał Pan trudności przy wprowadzeniu ulepszeń organizacyjnych ze strony robotników, związków robotniczych, majstrów, lub wyższych kierowników? Jakiego rodzaju były te trudności?

20. Jakie przeszkody uważa Pan za najważniejsze przy wprowadzaniu racjonalnych metod organizacji?

21. Jakie ulepszenia w systemie płac zostały wprowadzone przy jakich robotach i jakie dało to wyniki?

32. Jakie systemy płac są najodpowiedniejsze przy robotach i zajęciach z któremi Pan się styka?

23. Jakie trudności spotykano przy wprowadzeniu systemów płac, zachęcających do podniesienia wydajności?

24. Jakie jest ogólne zapatrywanie Pana na sprawę zastosowań w Polsce metod naukowej organizacji?

Druk. „A. Michalskiego", Sp. z o. o., Warszawa, ul. Chmielna 27. Telefon 27-15